



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN BASCULANTE DE UN QUAD
DE COMPETICIÓN

Raúl Oteiza Chalezquer

Miguel Ángel Arizcuren

Pamplona, 2/9/2011

Índice:

1. Introducción.....	4
1.1. Descripción de un quad.....	4
1.2. Partes de un quad.....	5
1.3. Suspensión trasera.....	8
2. Antecedentes y objetivos.....	10
3. Recopilación y presentación de datos.....	11
3.1. Especificaciones técnicas del quad de competición.....	12
3.2. Elección del material.....	14
3.3. Casos de carga.....	14
3.3.1. Reposo.....	14
3.3.2. Paso por curva.....	15
3.3.3. Salto de 5 metros de altura.....	15
4. Desarrollo del trabajo.....	18
4.1. Introducción.....	18
4.2. Diseño del basculante.....	19
4.2.1. Programas utilizados.....	19
4.2.1.1. Catia.....	19
4.2.1.2. Ansys.....	21
4.2.1.3. Adams.....	22
4.2.2. Partes fundamentales del basculante.....	22
4.2.2.1. Agarre al chasis.....	22
4.2.2.2. Agarre del buje del eje trasero.....	23
4.2.2.3. Brazos longitudinales.....	25
4.2.2.4. Perfil transversal.....	25
4.2.2.5. Agarre de la bieleta.....	25
4.2.3. Desarrollo del diseño y análisis de resultados.....	26
4.2.4. Otros diseños.....	42
5. Estudio económico.....	43
5.1. Costes de ingeniería.....	43
5.2. Costes de producción.....	43
5.3. Rentabilidad.....	44
6. Conclusiones.....	45
7. Bibliografía.....	46
8. Anexos.....	48
8.1. Cálculos.....	49
8.2. Planos.....	53

1. Introducción

La idea de realizar este proyecto final de carrera nació cuando tras estar tiempo con aficionados al motor, poseedores de motocicletas y quads, mostraban su insatisfacción por su vehículo al notar que siempre necesitaban algo más, que su quad fuera más rápido, más ligero, que le aportara más sensaciones de deportividad...

La preparación más habitual que se suele hacer es la potenciación del motor, pero mucha gente no tiene en cuenta que para sacar el partido a esa potencia es imprescindible mejorar la parte ciclo, es decir, el chasis, las suspensiones, la dirección, etc.

La gente que es consciente de esto suele recurrir a cambiar los trapecios de la suspensión delantera para mejorar la suspensión y aumentar el ancho de vía, pero muy pocos se deciden a modificar la suspensión trasera, ya sea por el elevado coste que supone o porque no son conscientes de la mejoría que obtendrían en el comportamiento de su quad.

Por estos motivos, tras conocer sus inquietudes, se propuso diseñar un elemento fundamental de la suspensión trasera, el basculante, con la intención de realizar un producto de elevadas prestaciones procurando que sea lo más económico posible.

Para que este producto tuviese más éxito si se decidiese llevar a cabo y ponerlo a la venta, se decidió realizar el diseño del basculante para el modelo de quad más vendido en España, el Suzuki LT-Z400.

1.1. Descripción de un quad:

El quad es un vehículo autopropulsado de cuatro ruedas con una estructura similar a la de las motocicletas, en concreto a las “enduro”. Pese a sus similitudes, sobretudo al hecho de que la dirección se manipule mediante un manillar, la forma de conducir estos dos vehículos es completamente distinta. De hecho, gran parte de los accidentes sufridos por los recién iniciados en el mundo de los quads son debidos a la tendencia de inclinar la moto en lugar de girar el manillar para tomar una curva. Hecho que ha provocado la creencia entre la población de que el quad es un vehículo peligroso.

El quad nació de la mano de los fabricantes de motocicletas, que cansados de ver como menguaban sus ventas cuando llegaba el mal tiempo, decidieron crear un vehículo capaz de circular en las condiciones más adversas. Así nació el trike, un vehículo de tres ruedas, una delantera y dos traseras, que tuvo una gran popularidad sobretudo en EE.UU., pero el gran índice de accidentalidad de este aparato debido a su inestabilidad y a la falta de experiencia de los usuarios hizo necesario un rediseño del trike. De esta manera se optó por incluir una cuarta rueda, manteniendo el sistema de dirección mediante manillar. Estos nuevos vehículos se denominaron ATV (All Terrain Vehicle) o quad. Con el tiempo se han ido diferenciando dos tipos de cuadriciclos según su utilidad, de esta manera se denomina ATV a los destinados a uso agrícola o de recreo, y quad a los que tienen una finalidad deportiva.



Trike



ATV

Los ATV son vehículos más robustos y de mayor altura, normalmente con cambio automático, algunos modelos con tracción a las cuatro ruedas y suspensión trasera independiente, provistos de parrillas para transportar objetos e incluso pueden poseer un anclaje para remolque. Estas características hacen de los ATV cuatriciclos ideales para labores agrícolas y paseos por la naturaleza por cualquier tipo de terreno.



Quad

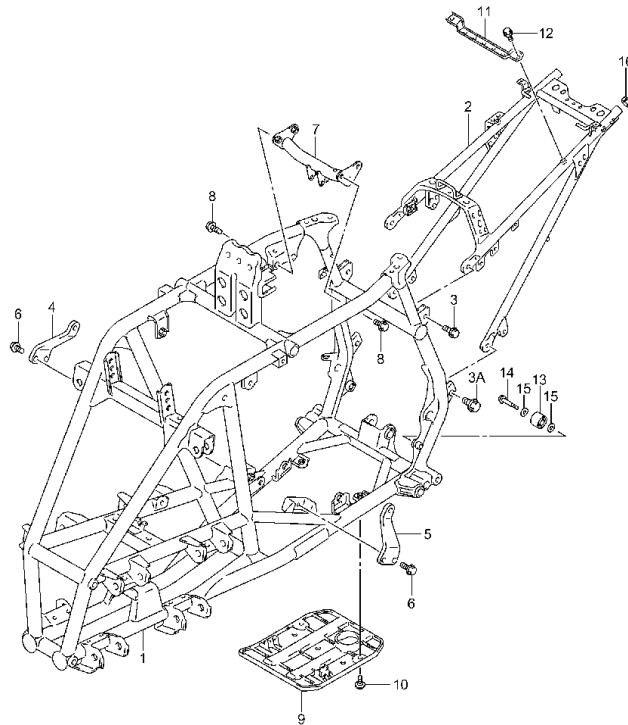
El quad, en cambio, es un vehículo más ligero, apto para circular a altas velocidades por todo tipo de pistas. Al ser siempre tracción trasera y poseer cambio manual hace que se requiera mayor pericia para conducirlo.

1.2. Partes de un quad:

Chasis:

A diferencia de las motocicletas, donde el chasis está formado principalmente por unas vigas que van desde la pipa de la dirección hasta el anclaje del basculante, en un quad normalmente está compuesto por tubos de acero soldados, de manera que forman una jaula donde se alberga el motor y se anclan los elementos de la suspensión, la dirección y el

carenado. Debe poseer una gran resistencia por las elevadas solicitaciones a las que está expuesto.



Chasis del Suzuki LT-Z400.

Suspensión:

En el tren delantero se emplea la suspensión independiente mediante paralelogramos deformables, una solución muy común entre los coches deportivos, con el amortiguador y muelle en el mismo bloque. En el trasero se utiliza un brazo basculante y amortiguador monobloque con sistema de bieletas para hacer la suspensión más progresiva y un eje trasero rígido. Los amortiguadores pueden ser de gas o aceite, siendo cada vez más empleados los de gas.



Suspensión delantera mediante paralelogramos deformables.

Transmisión:

La transmisión de la potencia generada por el motor a las ruedas traseras se realiza mediante piñón y cadena. Las dos ruedas traseras están unidas mediante un eje rígido, al cual va unido el plato que recibe la fuerza de la cadena.



Transmisión por piñón-cadena-plato.

Motor:

Los motores que se emplean en los quads normalmente son los que incorporan las motocicletas de enduro del mismo fabricante con alguna pequeña modificación, por lo que son motores compactos, con el embrague y la caja de cambios dentro del mismo bloque. Actualmente la gran mayoría de fabricantes optan por los motores de cuatro tiempos monocilíndricos refrigerados por agua, con cilindradas entre los 350 y 600 cc.

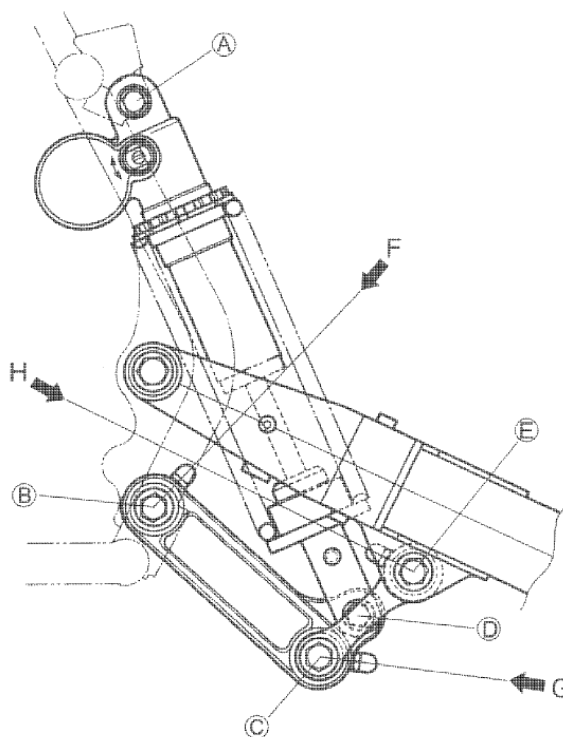
Frenos:

La totalidad de los quads en el mercado actualmente incorporan sistemas de frenado hidráulicos mediante disco perforado y pinza de un pistón. Las ruedas delanteras poseen un disco de freno cada una y se activan mediante la maneta situada en la mano derecha, mientras que para las ruedas traseras existe un disco único solidario al eje rígido activado mediante el pedal colocado en el estribo derecho.

1.3. Suspensión trasera:

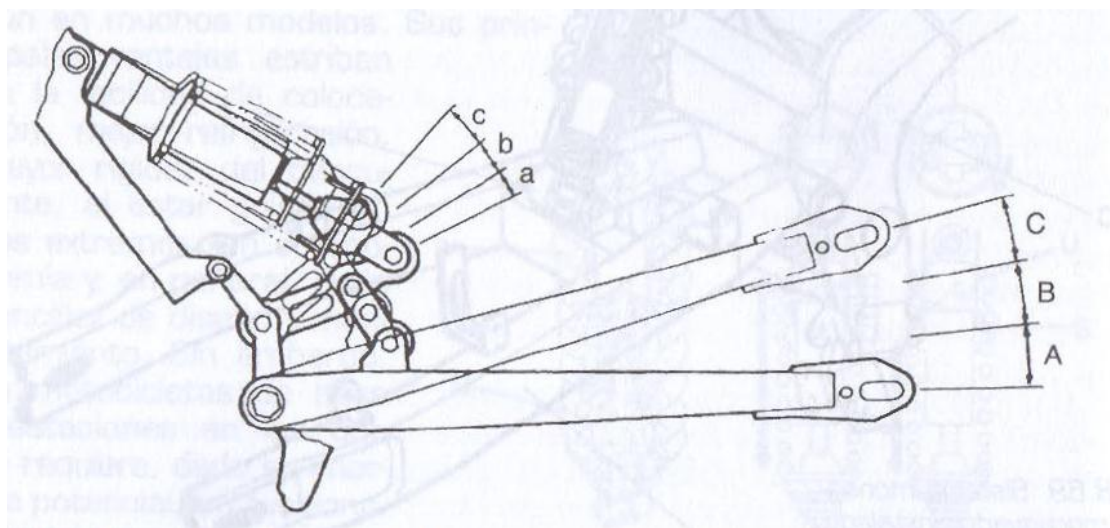
La parte del quad sobre la que se realizará el proyecto es el basculante, parte fundamental de la suspensión trasera, que pivota sobre el chasis, al que se une el amortiguador y el eje trasero.

El sistema de suspensión sobre brazo basculante está heredado de las motocicletas, donde tras muchos años de desarrollo se ha ido optimizando, siendo actualmente la configuración más utilizada el sistema progresivo con un único amortiguador.



Sistema de basculante con bieletas.

Éste sistema se compone de un mecanismo formado por el basculante y dos bieletas, una de ellas anclada al chasis y la otra al basculante, estando unidas entre ellas. El amortiguador está unido al chasis en un extremo y a una de las bieletas en el otro. De esta manera conseguimos que el recorrido del amortiguador sea distinto para mismos desplazamientos del basculante en diferentes posiciones. Así, cuanto mayor sea el desplazamiento de las ruedas traseras mayor será la oposición que ejerza el amortiguador.



Recorrido de basculante y amortiguador en sistema progresivo.

Como se puede ver en la imagen, los recorridos del basculante A, B y C son iguales, pero gracias al sistema de bieletas la compresión realizada en el amortiguador es mayor a medida que sube el basculante, siendo el recorrido en el amortiguador “c” mayor que “b” y este a su vez mayor que “a”.

En nuestro caso las bieletas se sitúan por debajo del basculante, por lo que éste deberá tener un hueco por donde pasará el amortiguador. Al hacerlo de esta manera conseguimos que el conjunto sea más compacto y se reduzca el centro de gravedad.

El basculante debe cumplir una serie de condiciones que lo hagan apto para ser utilizado en competición.

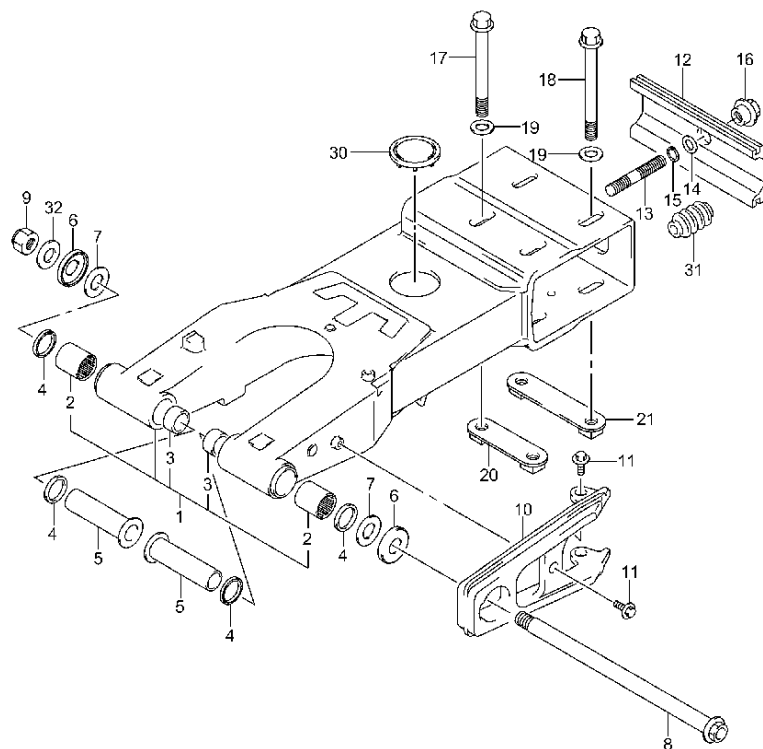
El aspecto más importante a tener en cuenta a la hora de diseñar el basculante es la rigidez. En una carrera de quad-cross se realizan saltos de gran altura, se pueden producir choques laterales contra las delimitaciones del circuito e incluso entre los diferentes participantes. En estos casos es necesaria una gran rigidez del basculante para evitar tanto la rotura del mismo como que se salga la cadena por una desalineación del plato de arrastre con el piñón de ataque.

La ligereza es otra condición importante a tener en cuenta ya que el basculante forma parte de las masas no suspendidas. Un peso excesivo de ésta pieza provocaría un mal comportamiento del conjunto de la suspensión trasera, que se reflejaría en una pérdida de contacto de las ruedas traseras con el suelo tras las irregularidades del terreno.

El basculante deberá poseer un sistema de fijación del eje trasero que permita un tensado de la cadena rápido y sencillo.

2. Antecedentes y objetivos

El basculante de serie montado en el quad Suzuki LT-Z400 es robusto y ligero, ya que está fabricado en aluminio, y cumple con las condiciones necesarias para su utilización de recreo, pero no para su uso en competición, ya que si se ve sometido a unas condiciones más extremas de lo habitual suele figurarse alguna de sus soldaduras.



Basculante original del Suzuki LT-Z400.

Ya que este modelo de quad es el más vendido en España y hay mucha gente que quiere dar sus primeros pasos en el mundo de la competición con su vehículo sin tener que comprarse un quad destinado exclusivamente para ese uso el primer paso que deben dar es mejorar el que ya tienen, y una de esas mejoras consiste en la sustitución del basculante por uno destinado a la competición.

El objetivo de este proyecto es por lo tanto diseñar un basculante de quad adaptable al modelo LT-Z400 de Suzuki que cumpla las condiciones necesarias para ser utilizado en las carreras de quad-cross. Es decir, que sea resistente, rígido y ligero, además de otras especificaciones técnicas que se verán más adelante. Además, se procurará que sea lo más fácil y económico de fabricar posible para poder introducirlo en el mercado con un precio competitivo.

3. Recopilación y presentación de datos:

Antes de empezar a diseñar el basculante se debía recopilar una serie de datos fundamentales para su realización.

En primer lugar era necesario conocer la normativa existente que regulase las dimensiones y características del quad. Dicha normativa no existe en nuestro país, ya que el quad se matricula como vehículo especial, por lo que no hay unas dimensiones establecidas a las que haya que atenerse. Sí hay, en cambio, un reglamento que regule las dimensiones de los quads de competición, este es el “Reglamento deportivo y técnico de la Real Federación Motociclista Española”. En él se especifica las categorías de quad que pueden participar en la modalidad de quad-cross, que es a la que se dirige este proyecto, así como la cilindrada, dimensiones y modificaciones permitidas. De todos estos datos el que más nos influye es el de las dimensiones permitidas, que serán las que nos limiten el tamaño del basculante.

Una vez comprobadas las dimensiones permitidas se buscó información sobre los basculantes de competición disponibles en el mercado y se analizaron las posibles mejoras que se podrían hacer. Para ello se contó con la ayuda de un conocido piloto de quads francés al que se conoció tras recorrer numerosas tiendas y talleres especializados en quads. Éste piloto y mecánico, Marc Gobert, propietario de la tienda “Generation Quad” en Reus (Tarragona), aportó todos sus conocimientos que permitieron realizar éste proyecto con éxito.

Tras las visitas a Marc Gobert se aprendió que un buen comportamiento de la suspensión depende mayormente del conjunto muelle-amortiguador, restando a la geometría de las bieletas importancia, por eso decidió mantener las bieletas originales en este proyecto y se buscó los fabricantes más importantes de amortiguadores como son “FOX”, “PEPS”, “ELKA” o “OHLINS”. Se escribió a cada uno de estos fabricantes para pedir la información necesaria sobre sus productos para poder realizar los cálculos. De todos ellos el único que proporcionó información fue “OHLINS”, ofreciendo el valor de la constante del muelle, longitud del muelle, longitud total y diámetro. El otro dato necesario para los cálculos era el coeficiente de amortiguamiento, pero éste dato es variable, ya que los amortiguadores de competición tienen múltiples opciones de configuración, por lo que cada piloto modifica el coeficiente de amortiguamiento según sus gustos y características del circuito. Este dato se acabaría hallando mediante el programa ‘Adams’ haciendo que la suspensión se comportara de forma deseada.

El dato más importante que se obtuvo de las vistas a Marc fue la longitud óptima del basculante, que tras muchas horas de pilotaje pudo comprobar que el basculante debía ser 20 mm más largo que el original. Además explicó que algunos pilotos aprovechaban el sistema de tensado de la cadena para cambiar la distancia entre ejes del quad dependiendo de cada circuito. De esta forma se diseñó el basculante para que se pudiese variar la longitud hasta 40 mm.

Otro dato importante recopilado son los materiales empleados para la fabricación de los basculantes. El basculante original del Suzuki LT-Z400 es de aluminio pero muy robusto, que como se pudo comprobar se suele fisurar por una soldadura si se le somete a fuertes cargas. En el caso de los dedicados a la competición se emplean aceros al cromo molibdeno, los más conocidos son el 4130 Chromoly, 15CD V6 y 25CD 4S. El más utilizado entre estos es el 4130 Chromoly.

Un aspecto que se ha tenido muy en cuenta en el diseño del basculante es mantener el peso reducido, por ello se buscó información sobre los pesos tanto del basculante original como de los de competición disponibles en el mercado. El basculante original pesa alrededor de 7 kg, mientras que los de competición fabricados en acero se sitúan entre 9 y 10 kg.

Para obtener las medidas originales del basculante necesarias para poder hacer un diseño adaptable al modelo LT-Z400 de Suzuki, se dispuso temporalmente de un basculante original sobre el que tomar medidas de precisión con un pie de rey. También fue de gran ayuda poseer el manual de mantenimiento del quad así como su despiece, que se consiguió tras rebuscar por Internet.

3.1. Especificaciones técnicas del quad de competición

El modelo de quad sobre el que se realizará el proyecto de diseño del basculante es el Suzuki LT-Z400, cuyas especificaciones técnicas más importantes son las siguientes:

Dimensiones:

- Longitud total: 1.830mm
- Distancia entre ejes: 1.245mm
- Ancho total: 1.165mm

Motor:

- Tipo de motor: 4 tiempos, refrigeración líquida, DOHC, 1 cilindro
- Cilindrada: 398cc

Según el reglamento deportivo y técnico de la Real Federación Motociclista Española, las clases de quad-cross reconocidas son las siguientes:

Q1 Pro: Cualquier quad deportivo puede participar, con cilindrada de origen manteniendo el chasis original. Pilotos con licencia: Junior y Senior.

Q2: Quads con cilindrada original 450cc 4 tiempos, preparación parte ciclo libre. En motor y sistema eléctrico solo se admitirá la sustitución del sistema de escape, chicles y desarrollo final.

Quads con cilindrada original 400cc 4 tiempos, preparación libre de motor hasta 440cc.

Quads con cilindrada original 250cc 2 tiempos, preparación libre motor sin aumentar cilindrada original.

Pilotos nacidos en 1980 o anteriores con licencia: Junior, Senior.

Quad Series: Cualquier quad puede participar con cilindrada mínima 250cc 2 tiempos y 400cc 4 tiempos. Preparación parte ciclo libre, en motor y sistema eléctrico solo se admitirá la sustitución del sistema de escape, chicle y desarrollo final.

Pilotos edad mínima de 13 años cumplidos y máximo 22, con licencia: Cadete y Júnior.

Iniciación: Hasta 100cc 2 tiempos motor preparación libre, preparación parte ciclo libre.

Hasta 125cc 4 tiempos, motor preparación libre, preparación parte ciclo libre.

Hasta 250cc 4 tiempos, motor de estricta serie.

Pilotos con licencias: Alevín, Juvenil o Cadete primer año.

Por lo tanto, el quad sobre el que se realizará el proyecto es apto para participar en las categorías: Q1 Pro, Q2 y Quad Series. En todas estas está permitida la preparación libre de la parte ciclo, donde se establecen las siguientes limitaciones:

- Ancho de vía máximo de 1.300mm
- Distancia máxima entre ejes de 1.400mm
- Longitud máxima de 2.100mm (tomando desde la parte más avanzada del quad hasta la punta trasera del mismo)

Si comparamos las medidas del quad original con las permitidas por la RFME:

	Suzuki LT-Z400	Permitidas según RFME
Longitud total (mm)	1830	2100
Distancia entre ejes (mm)	1245	1400
Ancho de vía (mm)	1165	1300

La medida más restrictiva en nuestro caso es la distancia entre ejes, que teniendo en cuenta que el eje delantero no cambiará de posición, nos permite alargar el basculante un máximo de 155mm.

Cuanto mayor sea la longitud del basculante mejor tracción tendrá el quad al salir de las curvas y mayor será la estabilidad en las rectas a altas velocidades. Por contra, si la longitud es excesiva se perderá maniobrabilidad, reduciéndose por lo tanto la velocidad de paso por curva.

La mejor forma de conocer la longitud ideal del basculante para nuestro quad es hacer pruebas en circuito con un piloto experimentado que pueda aportar sus sensaciones. Para ello he contado con la ayuda del prestigioso piloto Marc Gobert, que determinó que la longitud ideal para el basculante de un Suzuki LT-Z400 es de 470mm, 20mm mayor que el original, midiéndolo desde el centro del agarre al chasis hasta el punto donde irá el eje trasero. Pero deberá disponer de un sistema que permita variar la distancia entre ejes dependiendo de las condiciones de cada circuito.

El basculante a diseñar tendrá que cumplir por tanto las siguientes condiciones de diseño:

- Deberá poseer un sistema de anclaje al chasis que no obligue a modificar éste.
- Se mantendrá la distancia del agarre de la bieleta respecto al chasis (230mm) para poder mantener el sistema de bieletas originales.
- La distancia media del eje trasero al eje de acoplamiento al chasis será de 470mm.
- El alojamiento del buje del eje trasero deberá permitir variar la distancia entre ejes (+/- 20mm) y el tensado de la cadena.
- Deberá disponer de un sistema de engrase de los rodamientos en el anclaje al chasis.
- Será necesaria una guía para la cadena en la parte anterior del basculante y un protector de los bajos frente a las piedras que se pueda encontrar.

3.2. Elección del material:

Tras investigar sobre los tipos de acero utilizados en vehículos de competición se obtuvo que los más empleados son el 4130 Chromoly, 25 CD 4S y el 15 CD V6, todos ellos empleados en aeronáutica por su elevada resistencia.

Las características más importantes de éstos materiales son las siguientes:

	4130 Chromoly	25 CD 4S	15 CD V6
Límite elástico mínimo(σ)	430 MPa	520 MPa	790 MPa
Límite plástico mínimo	660 MPa	650 MPa	980 MPa
Módulo de Young (E)	200 GPa	205 GPa	213 GPa
Coefficiente de Poisson (ν)	0,27	0,27	0,28
Elongación	25%	12%	10%
Precio tubo 40x2mm	12 €/m	13 €/m	54 €/m

Todos estos aceros permiten una buena soldabilidad, pero como se puede ver el más resistente es el 15 CD V6, que soporta una tensión de al menos 790 N/mm². Además de tener el mayor límite elástico también es más rígido que el resto, por lo que será mas adecuado para nuestro basculante, ya que, como se ha dicho antes, será necesaria una gran rigidez para evitar deformaciones que causen la salida de la cadena.

El precio de este acero es 4 veces mayor que los otros, pero al ser más resistente se empleará menos material y el basculante será más ligero. Aún así el coste de los materiales será muy superior utilizando el 15 CD V6 que los otros, pero la cantidad de acero que se empleará para su fabricación será muy reducida, por lo que el precio no se verá afectado en gran medida por el material empleado. En cambio, al verse reducido notablemente el peso del basculante éste será más atractivo para su venta.

El material empleado entonces será el acero aleado 15 CD V6 según la norma AFNOR, 14CrMo6 según la norma DIN o 1.7734 en designación numérica.

3.3. Casos de carga:

Para comprobar si el basculante diseñado cumple los requisitos estructurales lo someteremos a diferentes casos de carga lo más reales posibles para calcular por el método de elementos finitos mediante el programa ANSYS.

3.3.1. Reposo:

En el primer caso de carga consideramos el quad en reposo con el piloto montado. El peso del quad en vacío es de 169kg, consideramos que el peso del piloto es de 75kg y el peso del combustible es de 7kg. Tenemos un peso total de 251kg repartidos entre el eje delantero y trasero a razón de 45% en el eje delantero y 55% en el eje trasero. Así que la fuerza que recibe el basculante a través del eje trasero es de 1354,3Newton. Si analizamos el sistema de la suspensión trasera mediante el programa ADAMS obtenemos las reacciones en las uniones y en el muelle. Para calcular los esfuerzos en ANSYS nos bastará con conocer la fuerza que ejerce la bieleta sobre el basculante, ya que en el agarre al chasis introduciremos la condición de que no hay desplazamiento.

De esta forma obtenemos que en el caso de estar el quad en reposo el basculante recibe una fuerza vertical de 1354,3N hacia arriba en el agarre del buje trasero y una fuerza de 3292,8N de la bieleta, que se descompone en 2458,2N en el eje vertical hacia abajo y 2190,8N en el eje horizontal hacia delante.

3.3.2. Paso por curva:

El segundo caso consiste en el paso por curva a la máxima velocidad posible sin que se produzca el vuelco. Para ello vamos a considerar un paso por curva neutro, es decir, sin aceleración ni deceleración, por lo tanto consideramos el mismo reparto de masas que en el primer caso. Para conocer la máxima velocidad a la que puede tomar el quad una curva, o lo que es lo mismo, la máxima aceleración centrípeta, es necesario conocer la anchura del quad, que la hemos tomado como 1300mm ya que es la máxima anchura permitida por el reglamento de la RFME y la altura del centro de gravedad, que se estima de 680mm respecto el suelo. Con estos datos obtenemos que la fuerza centrípeta máxima que se puede alcanzar es de $9,375 \text{ m/s}^2$, o lo que es lo mismo, podremos tomar una curva de radio 20 metros a una velocidad máxima de 49,3km/h.

Para hacer el cálculo con ANSYS consideraremos las mismas fuerzas que en el caso de reposo y además incluiremos una fuerza lateral sobre el agarre del eje trasero de 1294,5N resultante del agarre del neumático con la pista y un momento sobre el mismo punto de 880,3N*m ya que la totalidad del peso correspondiente del tren trasero se sustenta sobre la rueda exterior al tomar la curva.

3.3.3. Salto de 5 metros de altura:

En el tercer caso analizaremos lo que sucede cuando se produce un salto de 5 metros de altura. Con un quad se pueden realizar saltos de mucha altura, pero en las carreras de quadcross para la que se destina este basculante rara vez se pueden ver saltos de más de 3 metros. Aún así, como medida de seguridad se calculará en el caso de una caída desde 5 metros de altura.

Cuando se realiza un salto de éstas dimensiones el piloto debe procurar caer sobre las ruedas traseras, ya que si lo hiciese sobre las delanteras podría perder el control del vehículo en caso de no caer completamente recto. Esto se deberá tener en cuenta a la hora de realizar los cálculos, ya que la mejor forma de realizar un salto es la más desfavorable para el basculante. Pese a esto hay que tener en cuenta que cuando se produce un gran salto la gran mayoría de los casos se aterriza en una bajada, lo que suavizará el choque contra el suelo. Además no se puede considerar que la totalidad del peso del quad y piloto recaerá sobre el eje trasero, pues al tocar éstas ruedas contra el suelo el quad realizará un giro hacia delante hasta que impacten las ruedas delanteras. Otro punto a favor es la amortiguación que realizan los neumáticos en el primer impacto, que disminuye los esfuerzos que tendrá que soportar el basculante.

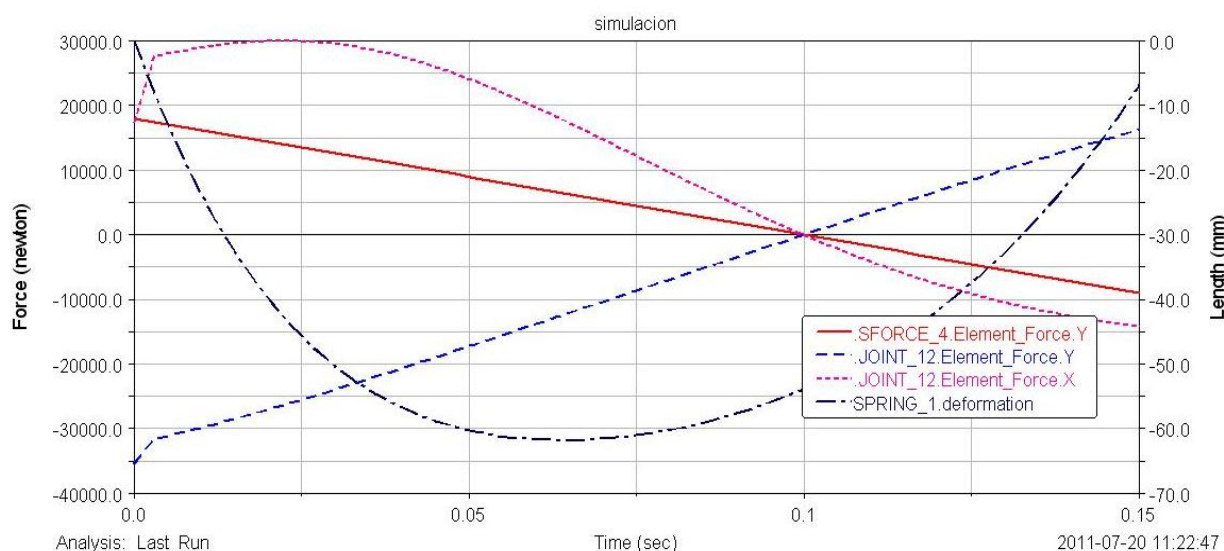
Para calcular las fuerzas que actúan sobre el basculante deberemos conocer la energía cinética del quad justo antes de tocar el suelo, el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador, la constante del muelle y el recorrido máximo del conjunto muelle-amortiguador.

Uno de los principales fabricantes de amortiguadores de competición nos ha facilitado las características de su producto para el Suzuki LT-Z400. Los datos que más nos interesan y que introduciremos en el programa ADAMS para su cálculo son la constante del muelle (85N/mm), la longitud del muelle (230mm), el recorrido (95mm) y la longitud total (391mm). El coeficiente de amortiguamiento se puede regular dependiendo de las características de cada circuito.

Con estos datos y mediante el programa ADAMS se ha calculado el coeficiente de amortiguamiento óptimo para aprovechar la totalidad del recorrido del amortiguador en un salto de 5 metros de altura y se obtiene un valor de 15N*s/mm.

Si calculamos la energía potencial del quad a 5 metros de altura obtenemos un valor de 12,311KJ, que se irá transformando en energía cinética hasta justo antes de impactar con el suelo. En este momento la velocidad vertical hacia abajo del quad es de 9,9m/s. Ahora deberemos calcular la aceleración negativa que sufre el quad, para lo que necesitaremos el tiempo que tarde el amortiguador en comprimirse, que se ha obtenido anteriormente en ADAMS a la vez el coeficiente de amortiguamiento. Si el tiempo de compresión es de 0,75 segundos la aceleración será de -132,06m/s². Si pasamos esta aceleración a fuerzas G obtenemos que el basculante está soportando 13,46G. Así que si multiplicamos la fuerza que soportaría el basculante en reposo por 13,46G el resultado es que el basculante soporta una fuerza inicial de 18231N.

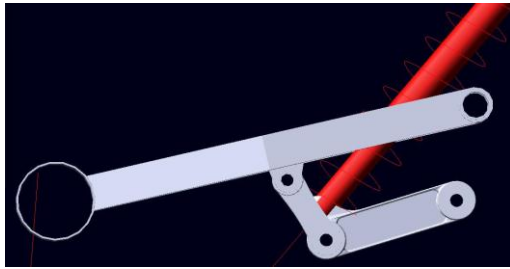
Para el cálculo de las reacciones en ADAMS no vamos a suponer una fuerza estática, sino una fuerza que disminuye a medida que el amortiguador absorbe la energía del impacto. Por lo tanto consideraremos una fuerza inicial de 18000N que se anula cuando el amortiguador está completamente comprimido, es decir al transcurrir 0,1 segundos. La función de la fuerza es entonces $F=18000-180000*t$, donde t es el tiempo.



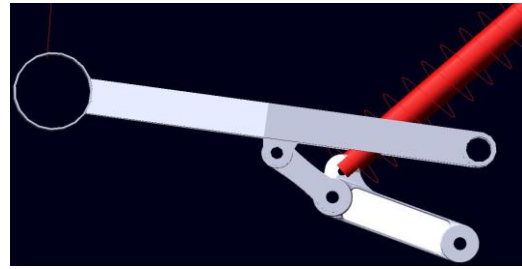
Simulación en ADAMS del tercer caso de carga

Considerando esta función, al calcular las reacciones obtenemos dos puntos críticos, el primero se da a los 0,003 segundos tras impactar contra el suelo, donde la reacción producida por la bieleta es máxima en el eje vertical. El segundo punto crítico se produce a los 0,025 segundos, cuando la reacción de la bieleta en el eje horizontal es mayor. En el primer caso la fuerza que ejerce el eje trasero sobre el basculante es de 17500N en el eje vertical, y las reacciones en punto de unión con la bieleta es de 31000N en el eje vertical y

27500N en el horizontal. En el segundo caso la fuerza del eje es de 13500N y las reacciones 25500N en el eje vertical y 30000N en el horizontal.



Reacción máxima en eje vertical



Reacción máxima en eje horizontal

En ANSYS deberemos calcular los dos casos, aunque como se verá más adelante, en el caso donde el amortiguador está mas comprimido y por lo tanto predominan las fuerzas en el eje horizontal, las reacciones obtenidas son considerablemente menores que en el primer momento del impacto contra el suelo, por lo que no será necesario comprobar para cada diseño las reacciones en esta situación.

4. Desarrollo del trabajo:

4.1. Introducción

La base fundamental para la realización de un proyecto es la búsqueda de información. En este proyecto se han dedicado muchas horas a esta labor ya que existe muy poca información referente al tema de este proyecto, en gran parte debido al poco tiempo transcurrido desde la implantación del quad como vehículo de ocio en nuestro país hasta el día de hoy.

Tras un largo periodo recaudando información sobre la normativa existente referente a éste vehículo y sobre los aspectos fundamentales de su diseño y las posibles mejoras que pudieran realizarse se procedió a realizar un modelo en tres dimensiones lo más sencillo posible que cumpliera los requisitos de montaje, es decir las medidas adecuadas para poder ser instalado en el quad.

Por otro lado se analizaron las situaciones más desfavorables que pueden darse en una carrera de quadcross y se calcularon las fuerzas a las que estaría sometido el quad en cada caso, teniendo en cuenta las dimensiones que poseería el quad tras estudiar el reglamento deportivo que regula estas carreras.

Una vez hecho el diseño primitivo, junto con el de los otros componentes de la suspensión como son las bieletas se procedió a hacer el análisis dinámico de la suspensión con el programa 'Adams'. Mediante este programa se calcularon las fuerzas a las que está sometido el basculante en los diferentes casos de carga, para lo que conjuntamente se tuvo que estudiar cual era la configuración más adecuada del amortiguador. Con las fuerzas calculadas ya se podría empezar a calcular las tensiones sufridas por el basculante mediante el programa de elementos finitos.

Después de hacer el diseño 3D se debía comprobar que no hubiese ningún error de diseño que lo hiciese inmaterializable, como por ejemplo geometrías muy complicadas o uniones a soldar inaccesibles.

Tras realizar esta comprobación se procede a analizar la pieza mediante el programa por elementos finitos. Para ello se debe conocer previamente las fuerzas que actúan sobre el basculante y las características del material que se emplearía en su fabricación.

Una vez obtenidos los resultados con este programa se comprueba si cumple las especificaciones deseadas, tanto las tensiones a las que está sometido como las deformaciones que se producen. En el caso de ser inadmisibles los resultados se procederá a rediseñar el basculante, ya sea cambiando completamente la geometría o reforzándolo en los puntos más conflictivos.

El proceso de rediseño por exceso de tensiones en el basculante se ha llegado a realizar hasta veinte veces para conseguir el objetivo deseado. Una vez terminado el diseño se procederá a trazar los planos para su posible fabricación.

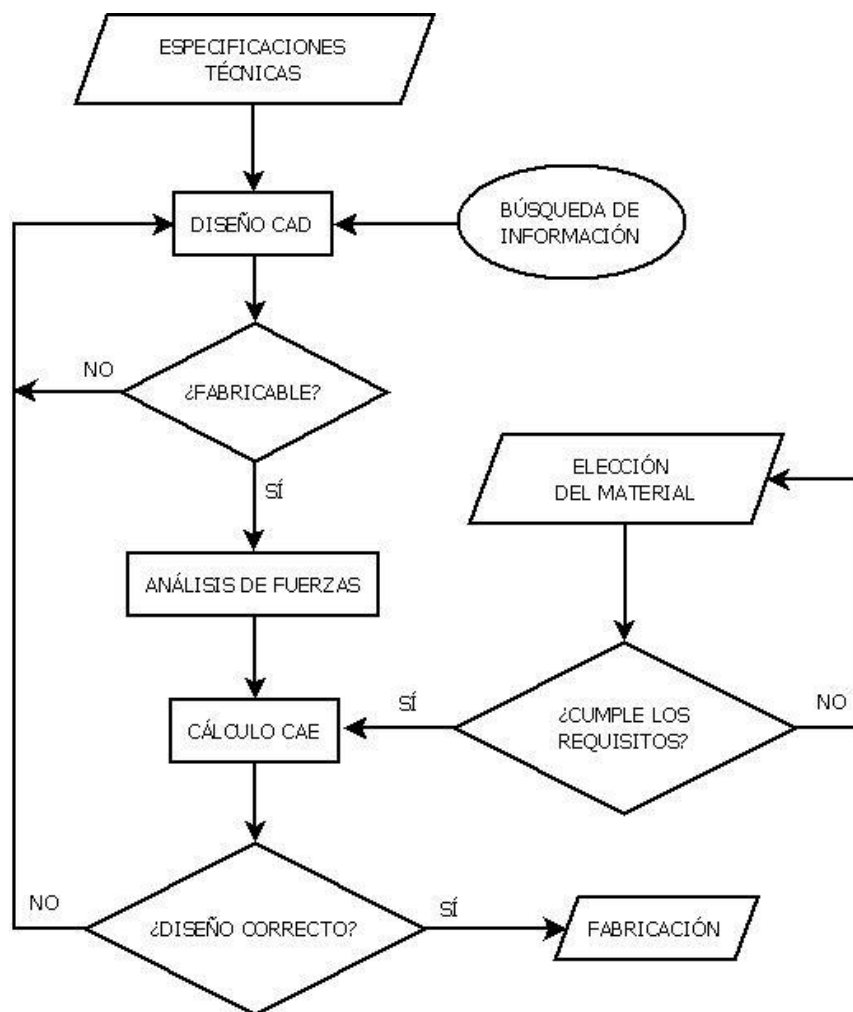


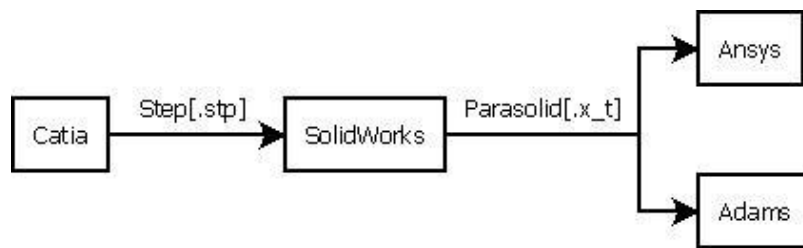
Diagrama de flujo del diseño.

4.2. Diseño del basculante:

4.2.1. Programas utilizados:

4.2.1.1. Catia/SolidWorks:

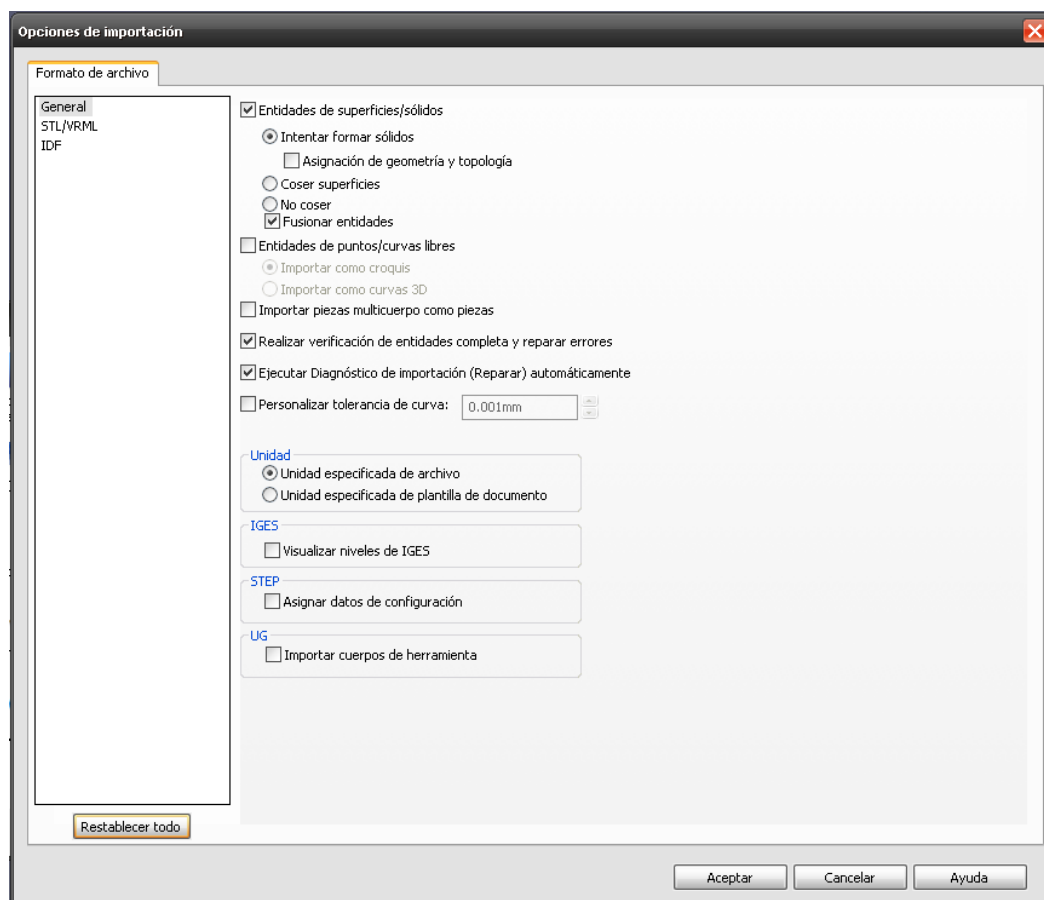
La idea original para realizar el diseño mediante el programa de CAD era emplear el programa 'SolidWorks', ya que es el que se ha estudiado en la universidad y por lo tanto al que se estaba habituado a utilizar. Por recomendación del tutor se optó por emplear el 'Catia' en su versión V5R19, entorno en el que no se estaba habituado, así que se tuvo que aprender a manejarlo mediante tutoriales descargados de Internet y practicando varias horas. Como se comprobó más adelante fue un error decantarse por 'Catia', puesto que la compatibilidad de éste programa para exportar los archivos en diferentes formatos es mucho menor que la que posee 'SolidWorks', así que se debió instalar en el ordenador, además, el programa 'SolidWorks' en la versión 2009 SP0.0 para una vez diseñada la pieza en 'Catia' exportarla en formato 'Step' para abrirla con 'SolidWorks' y poder exportarla así al formato 'Parasolid', que es con el que se importa a los programas 'Ansys' y 'Adams' para poder realizar el análisis de las piezas diseñadas.



Formato de los archivos exportados.

En un primer lugar, se intentó realizar el mallado de la pieza en ‘Catia’ para después proceder a realizar el cálculo en ‘Ansys’. Los diseños mallados en ‘Catia’ se pueden exportar en formato “.dat” o “.model”, pero a pesar de que ‘Ansys’ tiene incorporada la opción de importar estos archivos fue imposible su ejecución. Tras varios días perdidos intentando ir por ese camino se decidió realizar el mallado en el propio ‘Ansys’.

Al importar los archivos ‘.stp’ en el ‘SolidWorks’ se debe cambiar antes la configuración de importación. Para ello, una vez ejecutado ‘SolidWorks’, se clicca en la opción de abrir y se busca la pieza por el formato ‘Step’. Al seleccionar la pieza deseada se clicca en ‘Opciones’ y marcando las casillas como se muestra en la imagen. De no seleccionar todas las opciones como se indica habrá problemas para calcular la pieza en ‘Ansys’ a pesar de que permita importarla. Por este motivo también se perdió mucho tiempo en la realización del proyecto.



Opciones de importación

Una vez hecho esto se acepta la petición de diagnóstico de importación de la pieza, de mostrar errores en la pieza se pinchará en “intentar reparar”, si tras esto quedan errores se deberá volver a diseñar en Catia para corregirlos. Una vez no hay errores en la pieza se procederá a guardar en formato ‘Parasolid’. Ahora el archivo tendrá la extensión “.x_t” y podrá importarse tanto al ‘Ansys’ como al ‘Adams’.

4.2.1.2. Ansys:

El análisis por el método de elementos finitos se decidió realizar mediante el programa ‘Ansys’ a pesar de que los propios programas de diseño CAD como el ‘Catia’ o ‘SolidWorks’ poseen un módulo de cálculo por elementos finitos. Éste programa se había estudiado brevemente en la universidad, por lo que se conocía superficialmente el entorno de trabajo. Además se pudo extraer un pequeño tutorial de cómo calcular una pieza de la web de la universidad que serviría como base para aprender a utilizar el programa con mayor profundidad.

En un primer momento se empezó utilizando el ‘Ansys 10 Workbench’, que permitía importar el diseño directamente desde catia sin problemas, pero carecía de muchas opciones de configuración. Por eso se procedió a instalar el ‘Ansys 11 Product Launcher’, no sin problemas, ya que tras muchos intentos fallidos y muchas horas perdidas sin poder instalarlo en el ordenador personal, se averiguó que este programa no podía ser instalado en una unidad que no tuviese el nombre “C”. Al poseer el ordenador con el disco duro llamado “H” no había otra forma de instalarlo que no fuera formateándolo, cosa que se rechazó por evitar tener que volver a instalar de nuevo todos los programas ya instalados, o creando una emulación de un sistema operativo dentro del propio sistema. La segunda opción es la que se realizó, mediante el programa ‘WMware Workstation’. De esta forma para poder trabajar con ‘Ansys’ habría que arrancar el ordenador, abrir el emulador y ejecutar el sistema operativo ‘Windows’. Desde este sistema ya se podría instalar ‘Ansys 11’, pero con el inconveniente de que al estar instalado dentro de una emulación los recursos de memoria virtual disponibles estaban limitados por el hecho de tener que compartirlos con el otro sistema. Por ello para realizar análisis con un diseño más complejo o con mejor calidad de mallado se tuvo que recurrir a ordenadores de otras personas.

El tipo de elemento empleado en ‘Ansys’ para realizar el mallado de la pieza es el “Solid 285”, que consiste en tetraedros con nodos en los vértices. Se podría haber utilizado elementos de mayor precisión como los hexaedros o los tetraedros con nodos intermedios, pero tras realizar varias pruebas se comprobó que estos elementos requerían más capacidad de memoria de la que se disponía.

El tamaño de elemento necesario debía ser inferior al mínimo espesor de la pieza, que en este caso es de 2mm. Se realizaron pruebas para conocer cual era el tamaño de elemento óptimo, es decir, que calculara la pieza con precisión pero no agotase los recursos del sistema. Se comprobó que con un tamaño de elemento de 1,7mm la tensión que resultaba era del orden de un 15% superior a la dada con un tamaño de 1,8mm, pero la obtenida con un tamaño de elemento de 1,6mm no llegaba a superar en un 2% la tensión calculada con un tamaño de 1,7mm. Con elementos menores de 1,6mm el ordenador no era capaz de realizar los cálculos por falta de memoria. Por tanto, se decidió emplear un tamaño de elemento de 1,7mm, por lo que en diseños con geometrías complejas se tuvo que recurrir a otros ordenadores para poder calcularlos.

El método utilizado en ‘Ansys’ para el cálculo de las tensiones es el de “Von Mises”. Tras realizarlo se deberá comprobar que las tensiones obtenidas no superen el límite elástico del material con el que se construirá el basculante, que en este caso es de 790 MPa.

Para aplicar las fuerzas de una manera distribuida y homogénea de forma que no se produzcan picos de tensión se ha procedido a distribuir la fuerza por todos los nodos de la superficie de aplicación de la fuerza, de modo que se divide la fuerza a aplicar entre el número de nodos y el resultado es el valor de la fuerza a aplicar en cada nodo.

4.2.1.3. Adams:

Para realizar un análisis completo de la suspensión se recurrió al programa ‘Adams’ por recomendación del tutor. Esto supuso un reto, ya que nunca antes se había utilizado un programa de éstas características. Fue complicado aprender a manejarlo, pues existen muy pocos tutoriales en Internet, y ninguno de ellos en español.

El hecho de ser un programa nuevo, para realizar unos análisis que no se habían estudiado antes, supuso tener que emplear muchas horas en su manejo y comprensión.

Con esta herramienta se simulará el comportamiento del conjunto de la suspensión trasera, para ello habrá que importar las piezas del conjunto de la suspensión, como el basculante, las bieletas y el amortiguador y ensamblarlas haciendo que se mantengan las medidas reales de los acoplamientos al chasis. Se deberá introducir también las características del conjunto muelle-amortiguador y las fuerzas que realizará el suelo contra las ruedas.

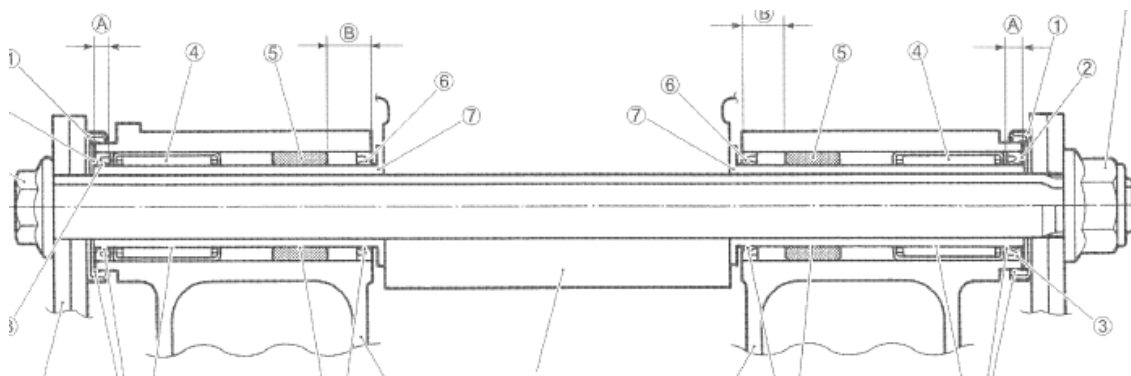
Con esto se obtendrán las reacciones en cada punto del basculante que recopilaremos para introducirlas en el programa de cálculo por elementos finitos.

4.2.2. Partes fundamentales del basculante:

Para poder entender el desarrollo del diseño del basculante antes se explicarán las partes fundamentales que lo forman.

4.2.2.1. Agarre al chasis:

El agarre al chasis es el punto donde el basculante se unirá al chasis y sobre el que pivotará con un único grado de libertad. Está formado por dos cilindros de 30mm de diámetro interior donde se alojan los rodamientos y es atravesado por un eje de 18 mm de diámetro que los fija tanto al chasis como al motor del quad. Los dos cilindros tienen una separación entre ellos de 101,8mm, que es el espacio ocupado por una parte del motor. Los cilindros de este agarre deben poseer un rebaje en la cara exterior para poder alojar el guardapolvos.



Sección de los agarres al chasis.

Las medidas de los cilindros que forman el agarre del basculante original son 30mm de diámetro interior, 40mm de diámetro exterior, 76mm de longitud y en la parte exterior habrá un rebaje de 6mm de longitud donde el diámetro exterior será de 35mm. La anchura total es de 253,8mm.

4.2.2.2. Agarre del buje del eje trasero:

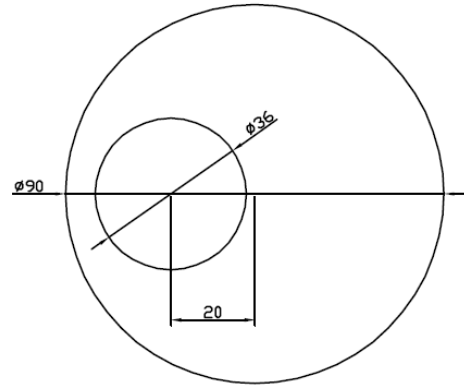
El eje trasero se une al basculante a través de un buje que se debe adaptar perfectamente al basculante, permaneciendo inmóvil durante su utilización, pero debe poder desplazarse para realizar el tensado de la cadena.

El buje del basculante original es completamente distinto al que se empleará en este diseño, necesitando el primero un alojamiento con las superficies planas por donde desplazarse. En este diseño en cambio, se va a utilizar un agarre cilíndrico, ya que el tensado de la cadena se realizará mediante un buje excéntrico, por lo que solo será necesario girar el buje para el tensado o destensado de la cadena.

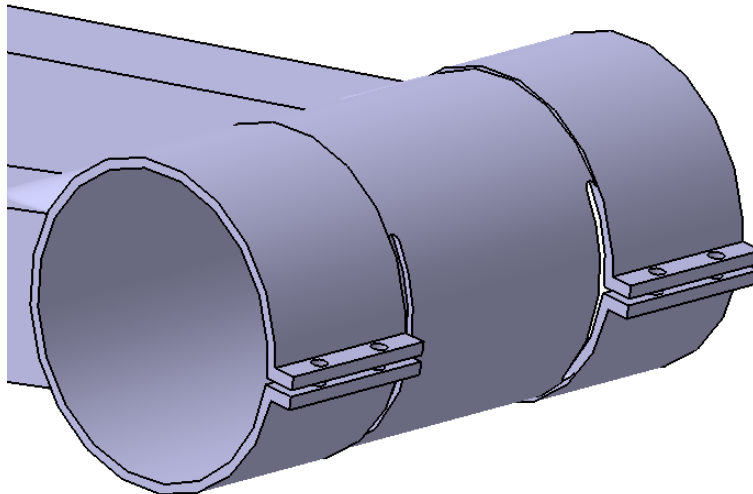
Para cumplir con la condición de diseño que dice que debe existir un sistema que permita variar la distancia entre ejes y tensar la cadena se ha optado por hacer que el agarre del basculante al eje trasero sea cilíndrico, y el buje alojará el eje de forma excéntrica, de tal forma que al girar el buje sobre el soporte del basculante el eje se desplazará de forma circular. Este sistema lo empezó a utilizar el fabricante Honda, y actualmente lo emplean varios fabricantes en los modelos de quad más deportivos. La desviación del eje respecto del centro del buje será de 20mm, por lo que la variación máxima será de 40mm. Al realizar esta operación dependiendo del circuito será necesario cambiar el plato de arrastre para permitir que la cadena siga estando tensa. También se podría alargar o acortar la cadena, pero teniendo en cuenta que en circuitos muy revirados se acortará la distancia entre ejes habría que cambiar el plato por uno de mayor diámetro, con lo que conseguiríamos aumentar la fuerza de empuje al salir de las curvas y disminuir la velocidad máxima. De esta forma mataríamos dos pájaros de un tiro y conseguiríamos un mejor paso por curva y una mejor aceleración al salir de éstas, por contra, al ser el basculante más corto, tendremos más pérdidas de tracción en la aceleración. En el caso contrario, en circuitos con pocas curvas, se deberá alargar el basculante para aumentar la estabilidad en recta. En este caso habrá que disminuir el número de dientes del plato para mantener la longitud de la cadena, con lo que conseguiremos una mayor velocidad punta.



Buje que se utilizará en el nuevo basculante.



Sección transversal del buje donde se ve el eje excéntrico.



Agarre del buje del eje trasero.

Las dimensiones exigidas para esta pieza son un diámetro interior de 90mm y una longitud de 185mm. El espesor dependerá como se muestren los resultados.

Como puede verse en la imagen, el agarre del basculante dispone de dos salientes con dos taladros cada uno por donde pasarán los tornillos para apretar el buje como si se tratase de una abrazadera. Las ranuras horizontales no están hechas en el extremo posterior del basculante sino 15mm por debajo para evitar que los tornillos sufran demasiado en los saltos, ya que las fuerzas se reparten por la cara superior del agarre.

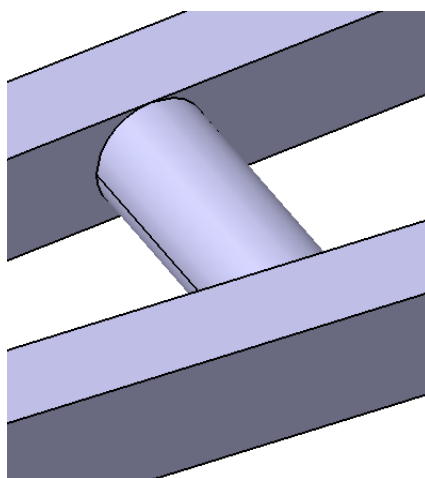
Para realizar los cálculo con 'Ansys' esta pieza se simplificará, eliminando el sistema de apriete y convirtiéndolo en un cilindro completo salvo por las ranuras verticales, que sí se mantendrán.

4.2.2.3. Brazos longitudinales:

Los brazos longitudinales son los que tienen la función estructural, unen los agarres al chasis con el agarre del buje trasero. Su longitud será la que determine la longitud total del basculante. Necesariamente serán dos perfiles, unidos entre ellos por un perfil transversal.

4.2.2.4. Perfil transversal:

El perfil transversal unirá será un perfil que una los dos brazos longitudinales, aportando mayor rigidez al conjunto del basculante, sobretodo al aplicarle fuerzas transversales, como en el caso de paso por curva. Se aprovechará su posición centrada en el basculante para soldarle el agarre a la bieleta. Sus dimensiones se verán condicionadas por las de los brazos longitudinales y su posición respecto el agarre al chasis dependerá en mayor medida de la colocación de la bieleta.



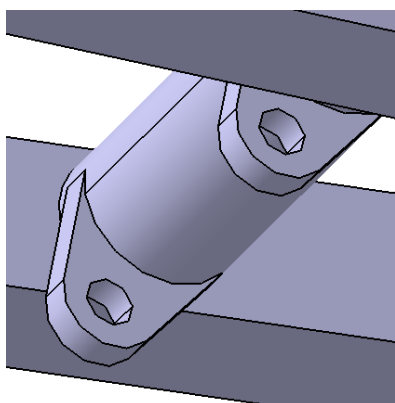
Perfil transversal cilíndrico.

4.2.2.5. Agarre de la bieleta:

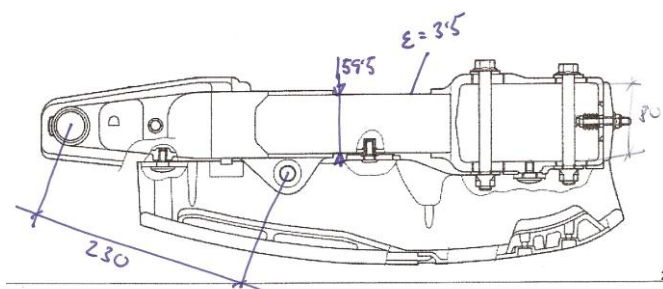
Como ya se sabe, el conjunto de la suspensión trasera está formado por el basculante, dos bieletas y el amortiguador. Una de las bieletas se ancla al chasis, la otra al basculante y las dos entre ellas mismas.

La bieleta que se une al basculante es en su agarre un cilindro de 84mm de longitud por el que pasa un eje. El agarre al basculante consistirá, por lo tanto, en dos pletinas de 10mm de espesor con un agujero cada una de 15mm de diámetro que sujetarán la bieleta por sus extremos mediante el pasador. Estas pletinas estarán separadas entre ellas 86mm, 2mm más que la longitud de la bieleta porque debe quedar espacio para la colocación de los topes de los cojinetes.

La colocación de este agarre debe cumplir dos condiciones más, la primera es que el centro de los agujeros deben distar 230mm del centro del eje del agarre al chasis para mantener las dimensiones originales. La segunda condición es que los agujeros deben quedar por debajo del basculante en su posición de montaje.



Agarre de la bieleta.



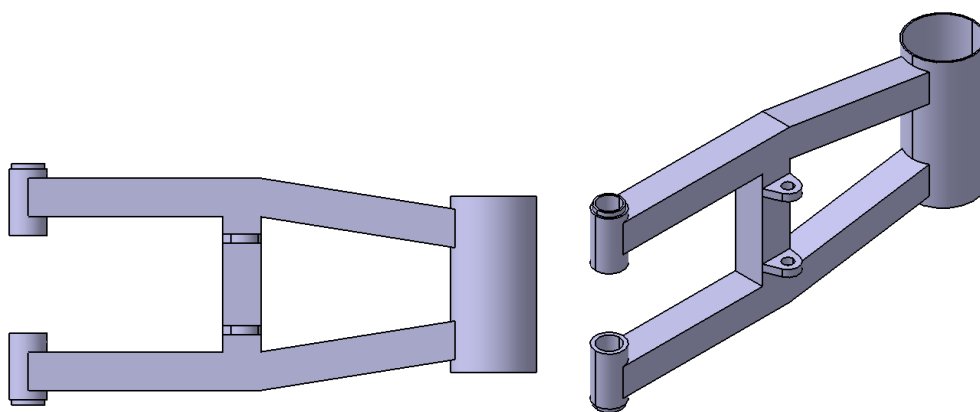
Distancia de 230mm desde el agarre al chasis al agarre de la bieleta.

4.2.3. Desarrollo del diseño:

Para diseñar el basculante mediante el programa CAD Catia, se ha partido de la intención de reducir al mínimo los costes de materiales y del proceso de fabricación. Para ello se procura que no existan geometrías complicadas que conlleven mucho tiempo de mecanizado, que los perfiles utilizados sean estándares y fáciles de encontrar en el mercado y que permita fabricarse con el mínimo posible de soldaduras.

Considerando estas pesquisas se realizó un primer diseño, que poco a poco se fue modificando dependiendo de cómo se comportaba al aplicarle unas cargas en el programa de elementos finitos ANSYS. Hasta hallar el diseño idóneo se ha llegado a realizar y analizar hasta 20 modelos distintos, algunos con pequeñas modificaciones y otros completamente diferentes.

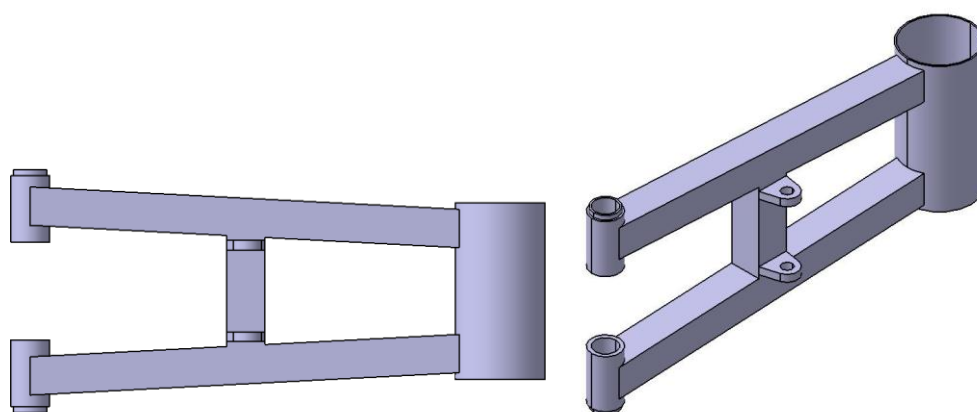
En un primer diseño se partió de perfiles de 40 x 40mm con un espesor de 2mm. Al ser el agarre al chasis más ancho que el soporte del eje trasero se dividieron los perfiles en dos partes, unos saldrían perpendiculares desde el chasis y los otros irían en ángulo desde éstos hasta el soporte del eje trasero. Este soporte sería un cilindro de 90mm de diámetro interior, 2mm de espesor y 185mm de longitud. Entre los dos brazos iría otro perfil de 40 x 40 que los uniría y donde se alojarían los soportes para la bieleta. Dichos soportes se construirían mediante pletinas de 10mm de espesor con un agujero de 15mm de diámetro. El agarre al chasis se realiza mediante dos cilindros de 30mm de diámetro interior y 40mm de diámetro exterior para que coincida con el perfil cuadrado. Además deberá tener la geometría adecuada para alojar los rodamientos y los guardapolvos.



Primer diseño del basculante

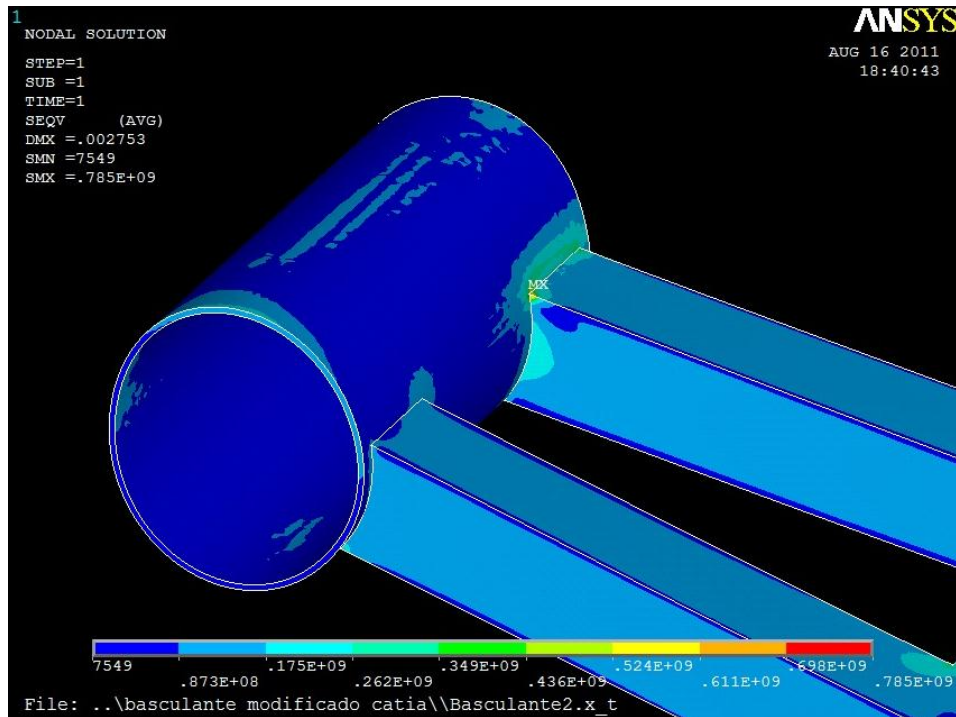
Este diseño cumpliría perfectamente las condiciones de caso de reposo, ya que en este caso la mayor tensión que se daba era de 151 MPa, pero no sería suficiente para los otros dos casos, el de paso por curva y salto de 5 metros. Además, este diseño tenía el problema de que no podría ser soldado correctamente, ya que al unirse un perfil recto con otro inclinado el espesor de las caras a soldar son distintas, quedando así una parte del perfil saliente en su interior.

Más adelante se sustituyó éste diseño por el de dos brazos rectos desde el chasis hasta el soporte trasero, ambos en un ángulo de 3° respecto al eje longitudinal para compensar la diferencia de anchuras, acercándose entre ellos a medida que se dirigen al agarre trasero. De esta forma evitamos las soldaduras en el centro del basculante, que podrían provocar fisuras a largo plazo. De esta forma también reducimos ligeramente la cantidad de material empleado y por lo tanto el peso, además de ahorrar tiempo en el proceso de fabricación debido al menor número de soldaduras necesarias.

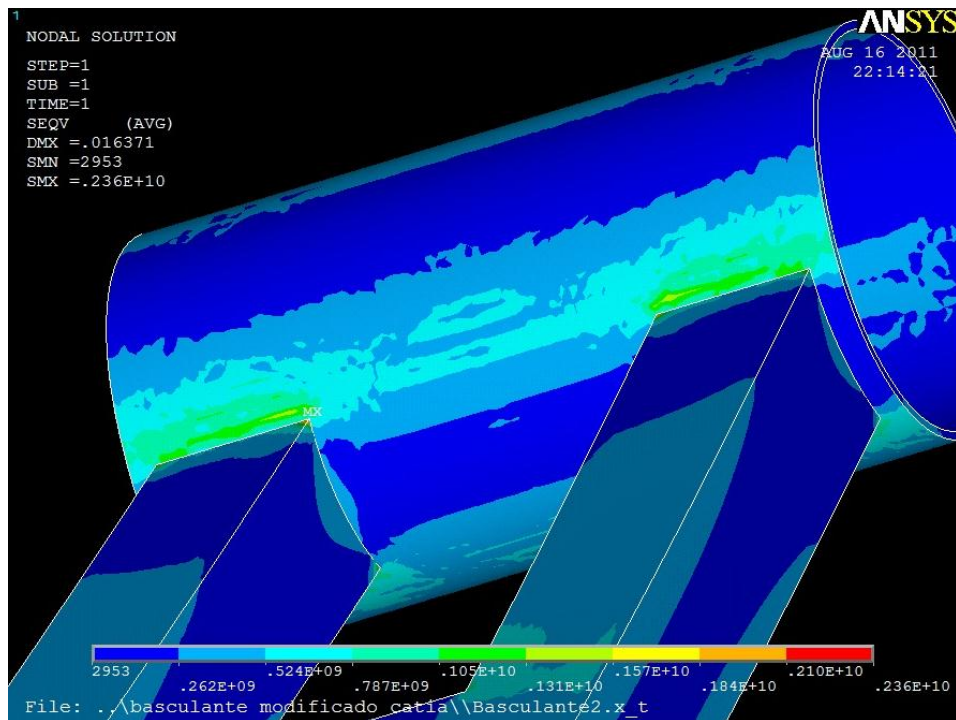


Basculante modificado

Tras someter este diseño a los diferentes casos de carga se comprueba que al igual que el anterior, resiste perfectamente los esfuerzos al estar en reposo y escasamente resiste al paso por curva, donde se registran unas tensiones entre los brazos y el agarre al buje de 785 MPa. En el caso de salto de 5 metros las tensiones superan con creces el límite de rotura, ya que se dan tensiones de hasta 2360 MPa en el mismo punto que en el anterior caso. Por lo tanto habrá que modificarlo contemplando este último caso, ya que es el más exigente.



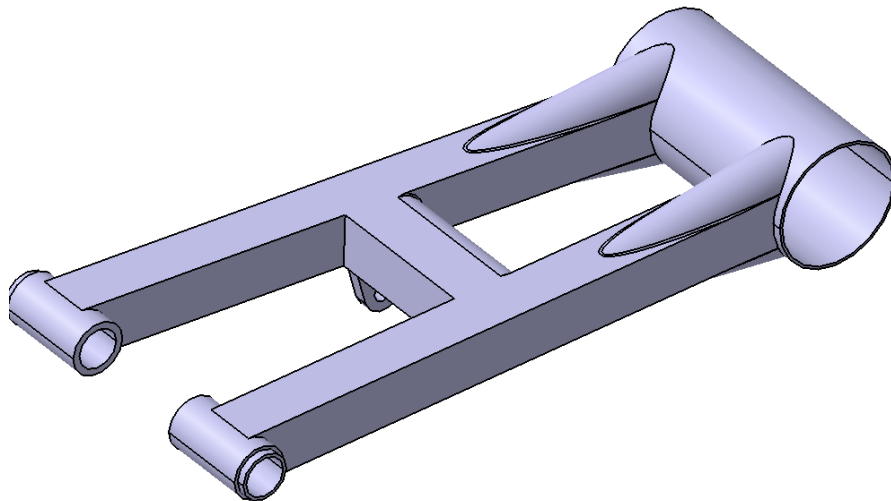
Tensiones de 785 MPa en el caso de paso por curva.



Tensiones de hasta 2360 MPa en el caso de salto de 5 metros.

Tras estos resultados se decidió reforzar la unión entre los brazos y el agarre al buje mediante porciones de semicilindro de 40mm de diámetro tanto en la parte superior como en la inferior de los brazos. Estos refuerzos se colocarían con el ángulo apropiado para que abarque la mayor porción del agarre del buje posible, siendo éste de 8,5° respecto la

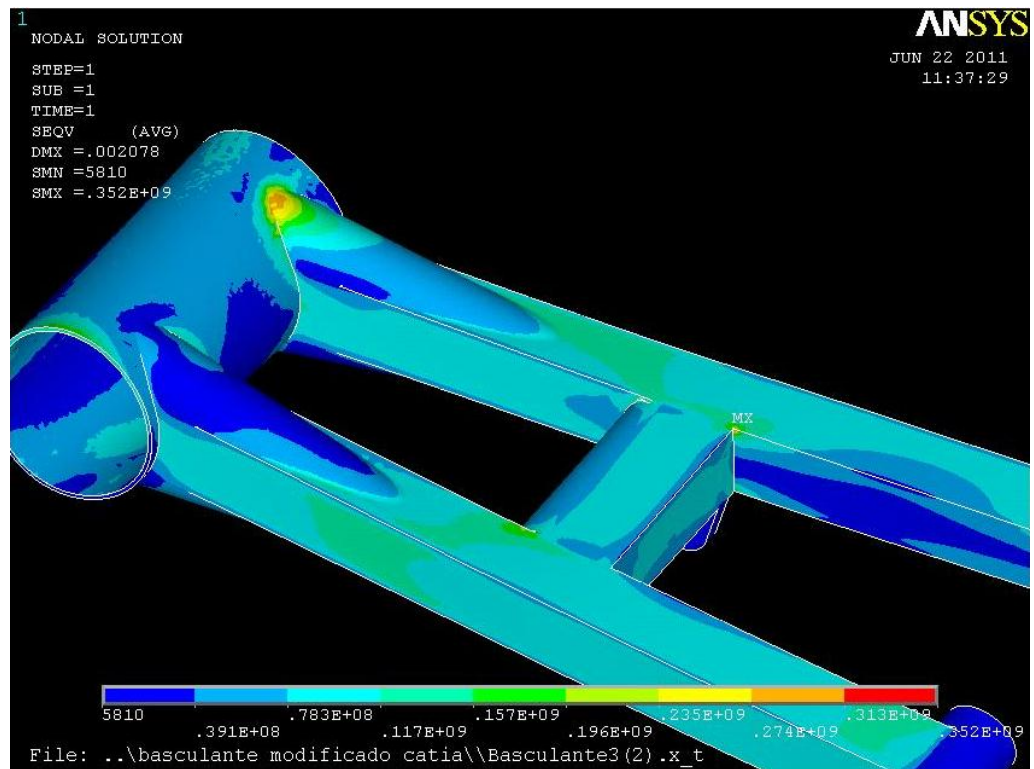
vertical. También se reforzó con un semicilindro el perfil transversal con la idea de proporcionar mayor rigidez al basculante.



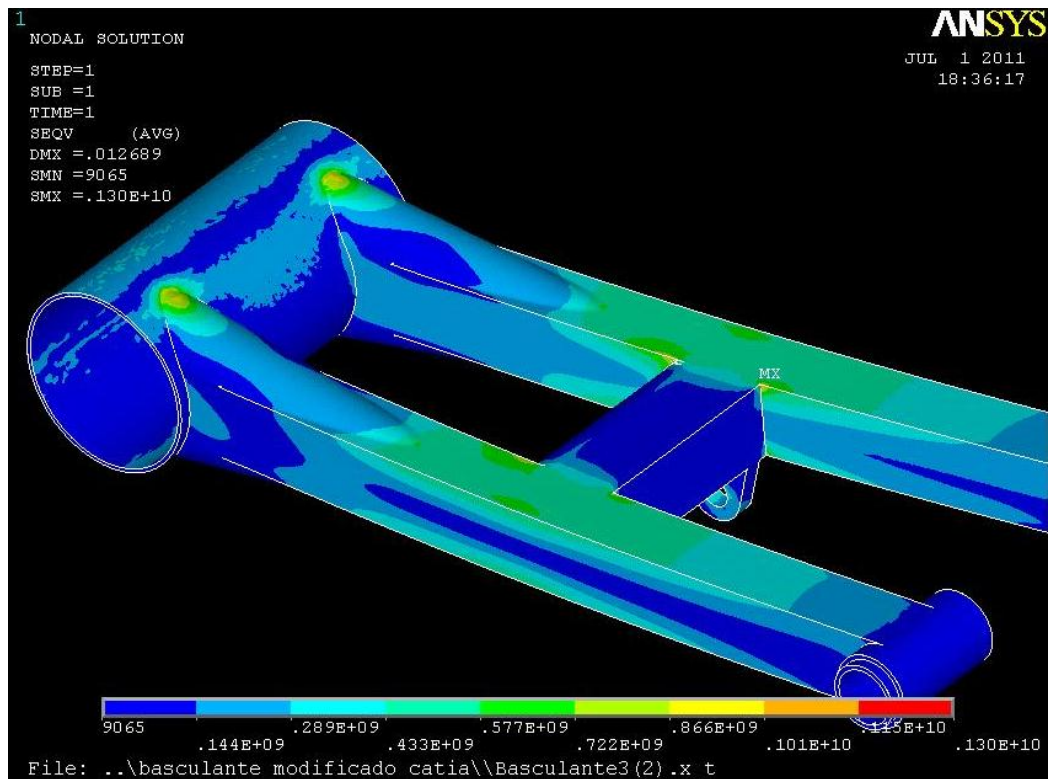
Basculante reforzado mediante semicilindros.

Éste diseño produjo problemas a la hora de importarlo al ‘Ansys’ ya que entre los semicilindros y los brazos se daban unos ángulos que no permitían realizar el cálculo con precisión. Esto se pudo solucionar suavizando las aristas con un radio de 2mm mediante la función “chordal fillet” de ‘Catia’.

Con estos cambios se consiguió reducir a 352 MPa la tensión máxima originada por el paso por curva. Sin embargo, a pesar de haberse reducido notablemente la tensión en el caso de salto de 5 metros, ésta seguía siendo inadmisibles, pues se daba un valor de 1300 MPa, en este caso en una arista entre el perfil transversal y los brazos longitudinales.

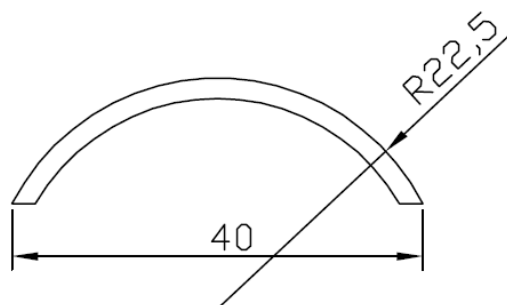


Tensión de 352 MPa en el caso de paso por curva.



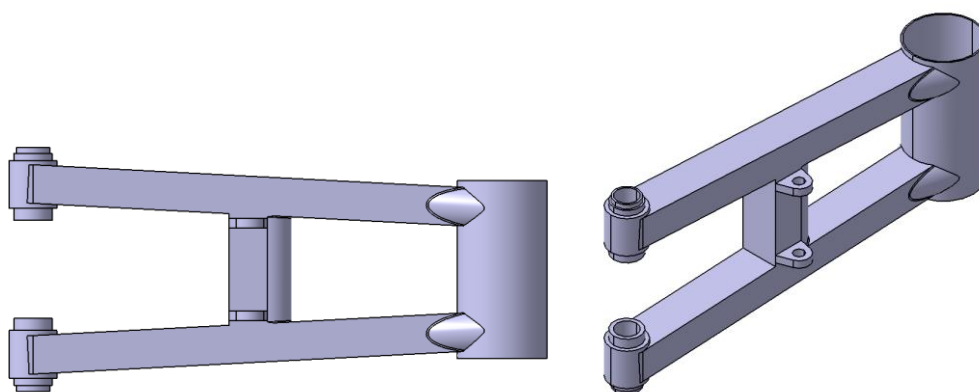
Tensión de 1300 MPa en el caso de sato de 5 metros.

Al ver que los refuerzos no son suficientes se decidió aumentar el tamaño de los perfiles que forman los brazos longitudinales, convirtiéndolos ahora en perfiles rectangulares de 50x40mm, pero manteniendo el espesor de 2mm. El lado de 50mm corresponderá con el eje vertical. También se reforzará en este diseño la unión de los brazos al agarre trasero, pero al ser el perfil más alto no se pueden utilizar semicilindros de 40mm de diámetro, ya que habría que darle una inclinación muy pequeña, lo que resultaría en tener que soldar un semicilindro a lo largo de todo el brazo longitudinal. La solución por la que se ha optado es utilizar cilindros de 45mm de diámetro exterior pero cortándolos de forma que en el punto de unión entre el brazo y el agarre tenga una anchura de 40mm, que es la misma que la del brazo. El ángulo que tomará ahora la porción de cilindro es de 17° respecto la vertical.



Sección del refuerzo.

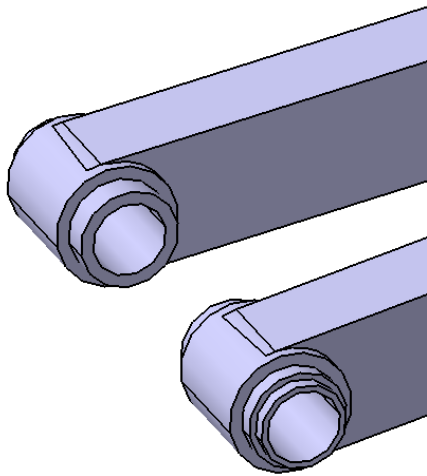
La fabricación de este refuerzo, como se puede ver en los anexos, es un tanto complicada ya que se debe realizar un corte circular de 96 mm de diámetro con un ángulo de 3 grados respecto la perpendicular del cilindro de 45 mm. Antes habiendo realizado un corte recto con un ángulo de 17 grados respecto la longitudinal del cilindro. Se debe proceder con el corte longitudinal anteriormente al circular para ahorrar material de deshecho.



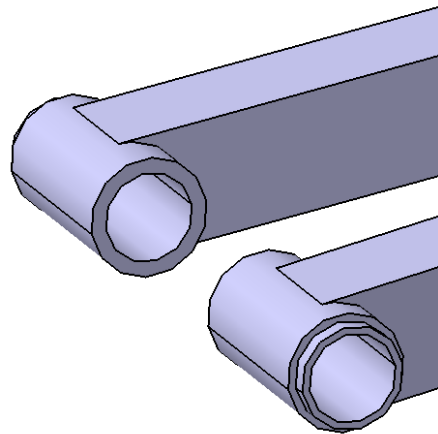
Basculante con perfiles de 50x40mm.

Al aumentar la sección del perfil, para poder soldarlo al agarre al chasis se deberá también aumentar el diámetro de dicho agarre. Éste podría fabricarse hueco para evitar un exceso de peso pero esto conllevaría un excesivo trabajo para fabricarlo. Al concentrarse este peso en el punto de pivote con el chasis no influye en el comportamiento de la suspensión, ya que no aumenta las inercias del basculante por lo que para un menor coste

de fabricación se partirá de un redondo de acero y se mecanizará, quedando así macizo. El los planos de los anexos se puede ver con detalle la geometría de dichos agarres.

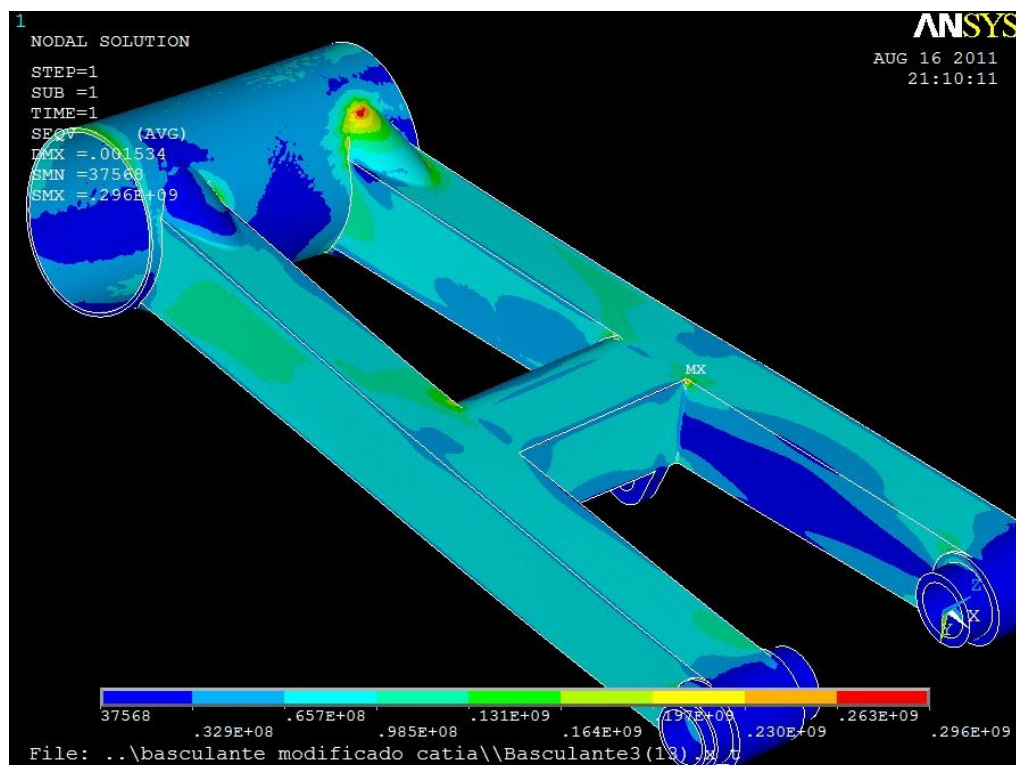


Nuevo agarre al chasis

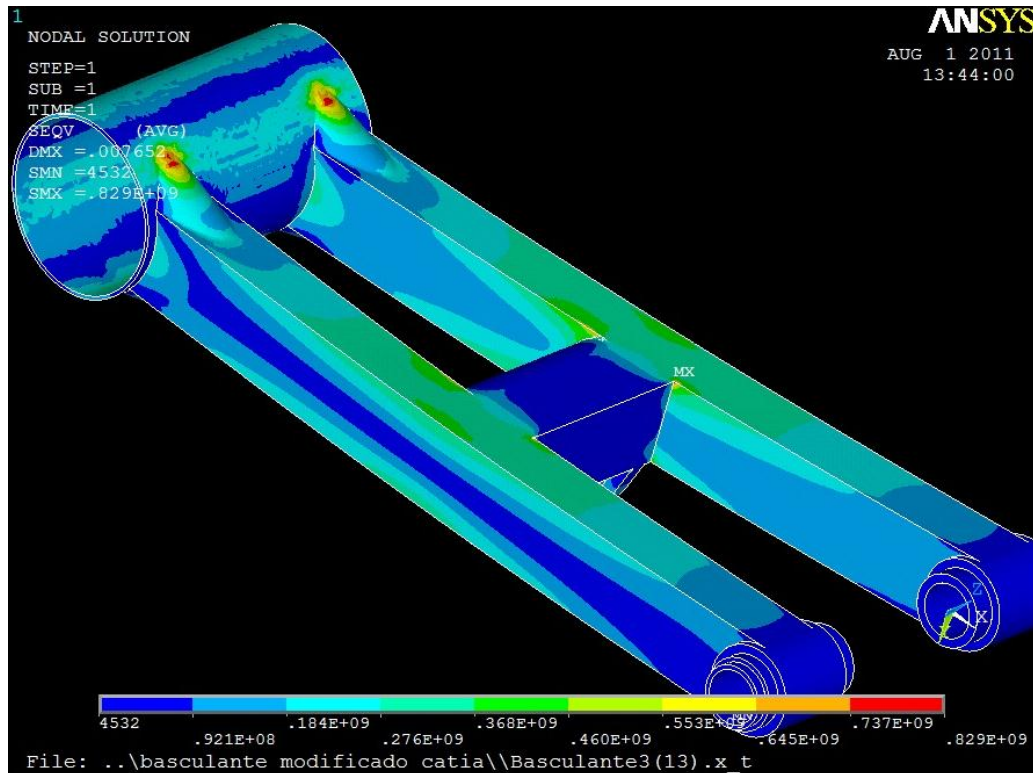


Antiguo agarre al chasis

Una vez analizado este diseño en el Ansys se observa cómo ha disminuido la tensión tanto en el caso de paso por curva como en el caso salto de 5 metros, reduciéndose hasta los 296 MPa en primero, y los 829 MPa en el segundo. En ambos casos la tensión máxima se da en em mismo punto que en los otros diseños, además de unas tensiones de entre 737 y 829 MPa en el refuerzo del agarre del buje.



Tensión máxima de 296 MPa en el caso de paso por curva.

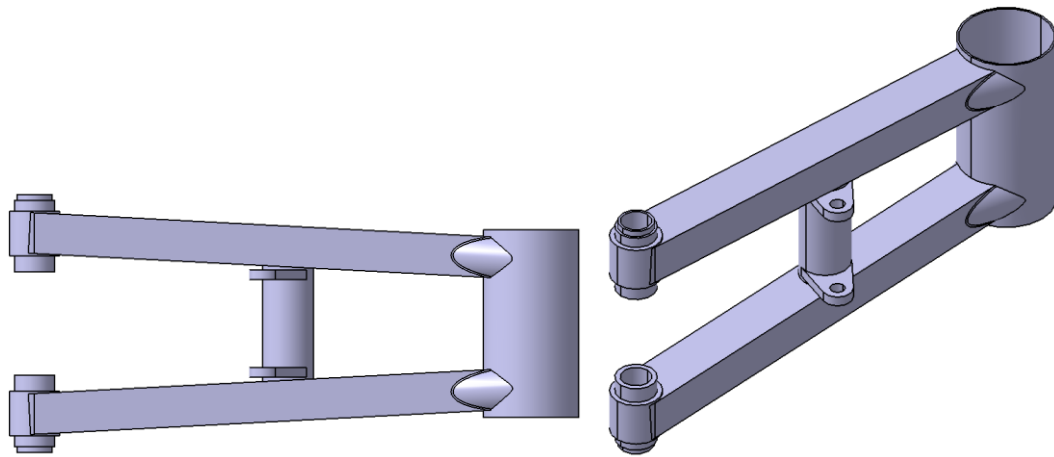


Tensión máxima de 829MPa en el caso de salto de 5 metros de altura.

Este resultado está muy cerca del objetivo, ya que el límite elástico del material se sitúa en 790 MPa.

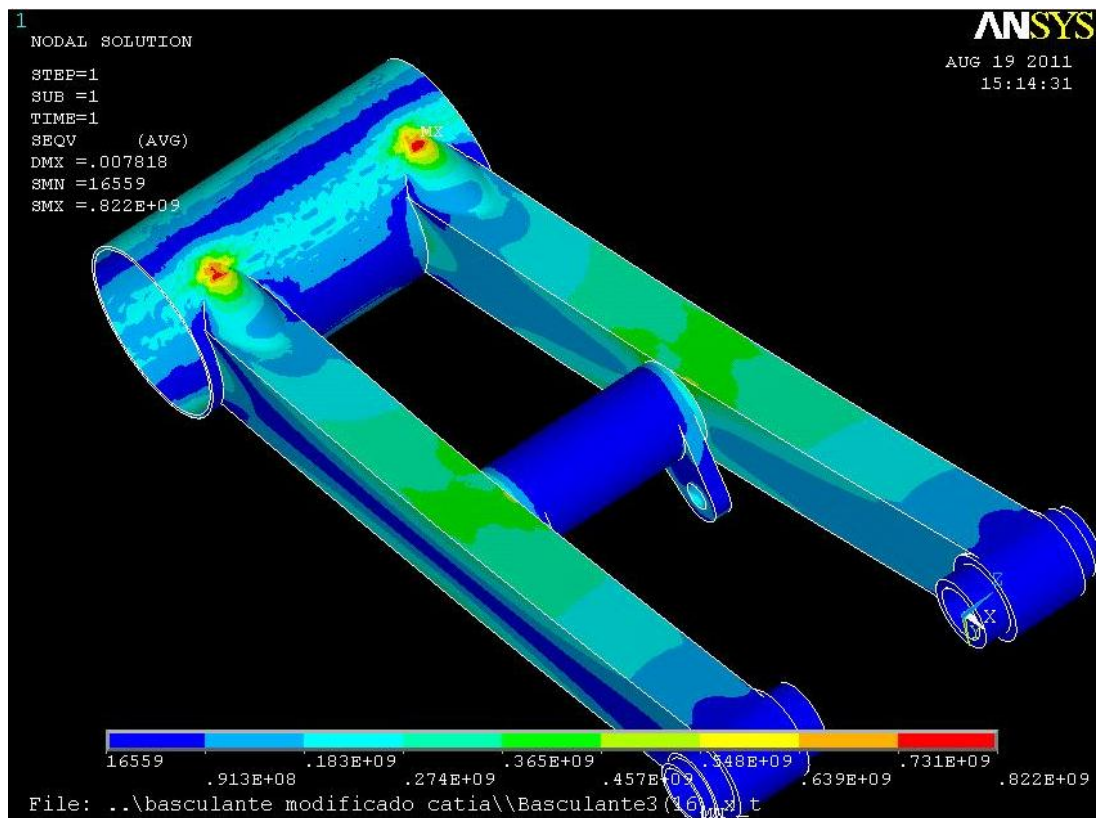
Tras analizar detalladamente los resultados obtenidos se llegó a la conclusión de que la geometría del perfil transversal era la causante de esa concentración de tensiones. En el caso de un salto los brazos longitudinales actúan como vigas biapoyadas con una carga centrada. Por lo que la parte superior se comprime y la inferior se tracciona. El perfil transversal impide que la parte superior de los brazos se compriman, provocando una concentración de tensiones muy elevada.

La solución por la que se optó fue sustituir el perfil transversal de 50x40mm por uno circular de 50mm de diámetro y 2mm de espesor, de esta forma la deformación del brazo longitudinal le afectaría mucho menos, ya que las deformaciones aumentan cuanto más al extremo te dirijas, y al ser un perfil cilíndrico, en los extremos se reduce la sección, llegando solo a un punto.



Basculante con perfil transversal cilíndrico.

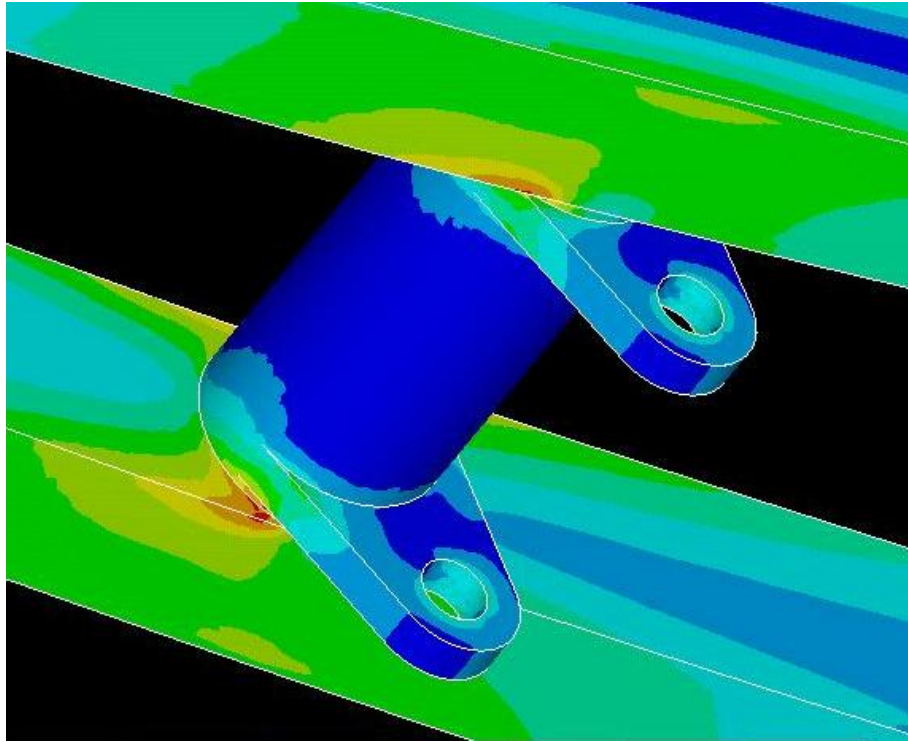
Después de analizar este nuevo modelo en 'Ansys' según el caso de salto de 5 metros, se observa como las hipótesis tomadas eran ciertas, pues ahora ya no existe la concentración de tensiones entre el perfil transversal y los brazos longitudinales, pero sigue habiendo unas tensiones elevadas el refuerzo del agarre al buje de 822 MPa, por lo que no ha sido suficiente la mejora.



Tensión máxima de 822 MPa en el basculante con perfil transversal cilíndrico.

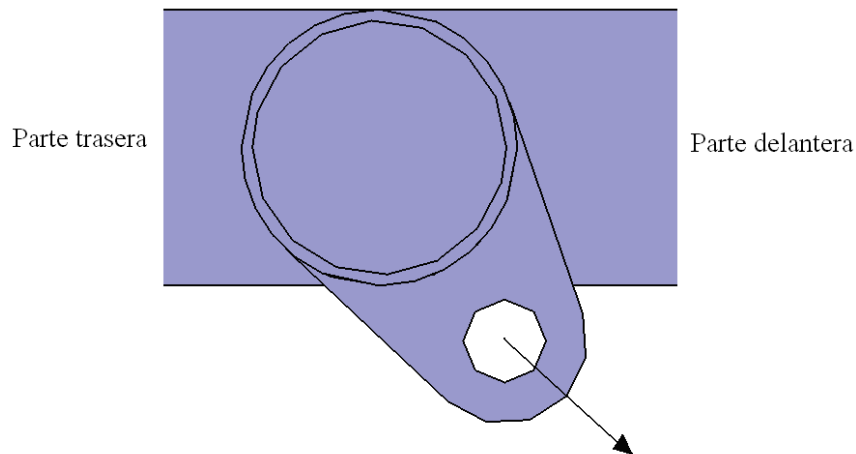
Una vez analizado completamente el basculante se observa una concentración de tensiones en los brazos, bajo el perfil transversal. Estas tensiones son producidas por la torsión que se produce en el perfil transversal debido al brazo de palanca que realiza el

agarre de la bieleta. Al ser mayor la componente horizontal que la vertical de la fuerza que ejerce la bieleta sobre el basculante se produce una torsión que provoca un incremento de tensiones en la parte inferior trasera del perfil debido a la tracción y un incremento también en la parte superior trasera por el aumento de las fuerzas de compresión. En la parte delantera del perfil las tensiones se ven disminuidas porque la torsión provoca que se “estire” la parte sometida a compresión, es decir, en la parte de arriba, y se comprima la parte sometida a tracción, en la parte inferior.



Efecto de la torsión en el perfil transversal.

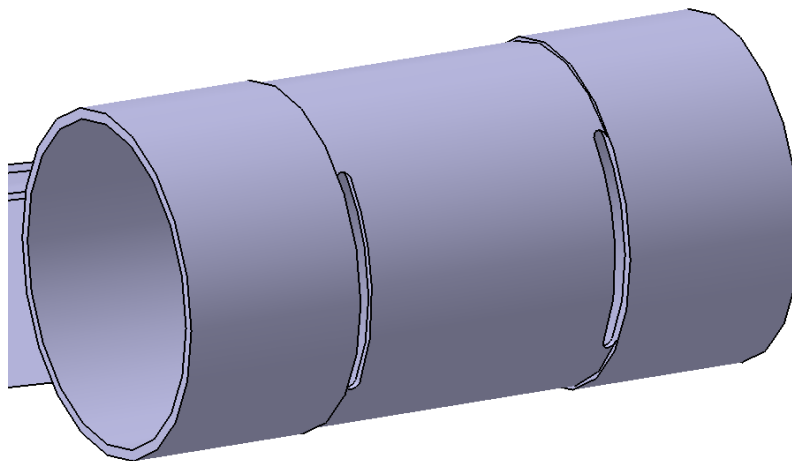
La solución a este problema está en modificar la posición de las pletinas que sirven de agarre de la bieleta. De forma que si se colocan en una posición más horizontal la torsión se verá reducida. Por contra, una inclinación excesiva provocaría que los agujeros quedasen ocultos entre los brazos, provocando la imposibilidad de realizar el montaje de la bieleta, de forma que habría que alargar las pletinas y retrasar la posición del perfil transversal para compensarlo, ya que la distancia entre estos agujeros y el agarre al chasis no se puede modificar. Pero al aumentar el tamaño de las pletinas estamos incrementando el peso, por eso hay que buscar una solución que permita mantener un peso reducido y una torsión lo más baja posible.



Dirección de la fuerza que ejerce la ballesta, causante de la torsión en el perfil transversal.

La solución adoptada consiste en colocar las pletinas a 57° respecto los brazos longitudinales, tomando como referencia la línea imaginaria que iría desde el centro del agujero al centro del perfil transversal.

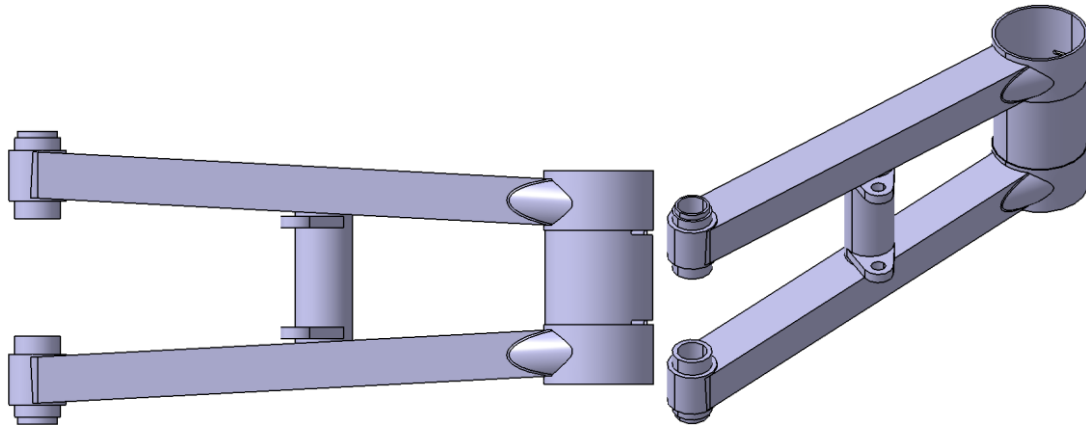
Por otra parte, para conseguir disminuir las tensiones en el refuerzo de los brazos al agarre trasero se han hecho diferentes pruebas, entre ellas aumentar el espesor del refuerzo, pero la que mejores resultados ha dado consiste en aumentar el grosor del cilindro que sirve para agarrar el buje del eje trasero. Este aumento de grosor se dará solo en la parte donde se une a los brazos, por lo tanto los extremos tendrán un grosor de 3mm y la parte central tendrá un espesor de 2mm. Al no aplicar el aumento de grosor a todo el cilindro evitamos un exceso de peso innecesario. Al tratarse del extremo posterior del basculante es fundamental mantener un peso contenido, ya que de lo contrario aumentarían las inercias y provocarían un mal comportamiento del conjunto de la suspensión.



Agarre del buje del eje trasero reforzado.

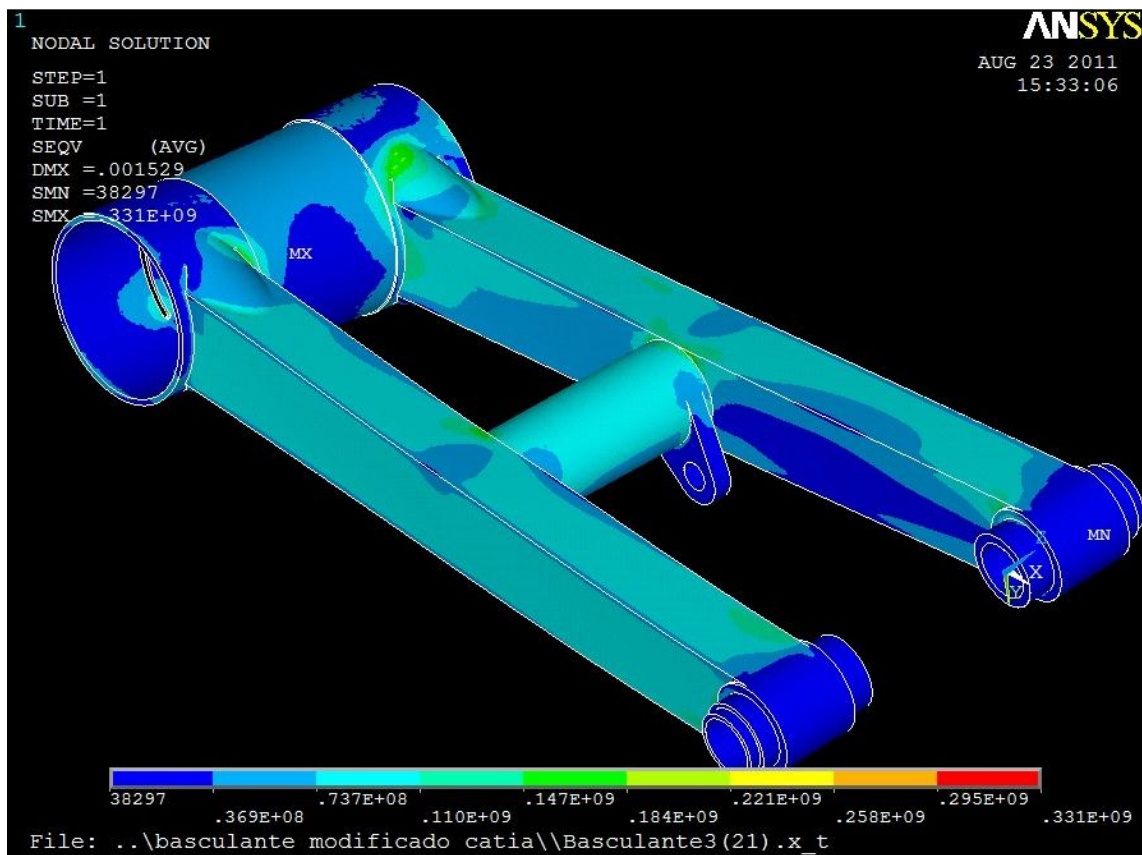
Las medidas de este cilindro serían pues de 185mm de longitud, los 51,5mm de cada extremo tendrían un espesor de 3mm y 2mm para los 82mm centrales.

Para el cálculo final se ha simplificado el agarre al buje y se han eliminado los tornillos y la ranura horizontal, haciendo el cilindro continuo. Pero sí se han incluido las ranuras verticales que hacen que se pueda deformar el cilindro para hacer presión sobre el buje al apretar los tornillos. Estas ranuras tienen una longitud de 60mm y una anchura de 4mm y se sitúan al límite de las partes del cilindro de 3mm de espesor.



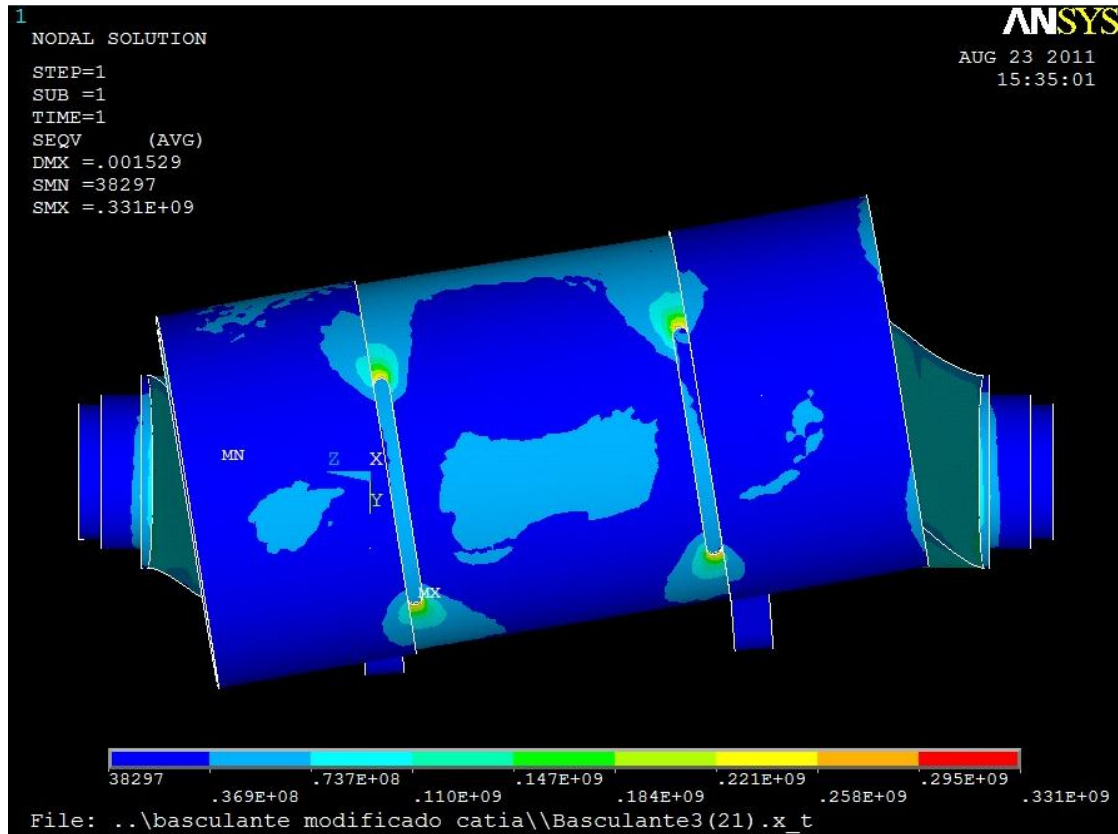
Diseño final

Una vez sometido este último diseño a cálculo mediante 'Ansys' se comprueba que cumple perfectamente las condiciones exigidas, pues la tensión máxima a la que está sometido en el caso de paso por curva es de 331 MPa y de 757 MPa en el caso de salto de 5 metros de altura. Al ser su límite elástico como mínimo de 790 MPa no habrá ningún problema de deformación permanente ni de rotura.



Tensión máxima de 331 MPa en el caso de paso por curva.

En el caso de paso por curva, como puede verse la tensión es superior a la sufrida en el modelo anterior. Esto es debido a que en este último diseño se han incluido las ranuras del agarre del buje, donde se da una concentración de tensiones en sus extremos. En la imagen puede apreciarse también, de forma exagerada, la deformación que sufre el basculante al estar sometido a fuerzas laterales y de torsión.

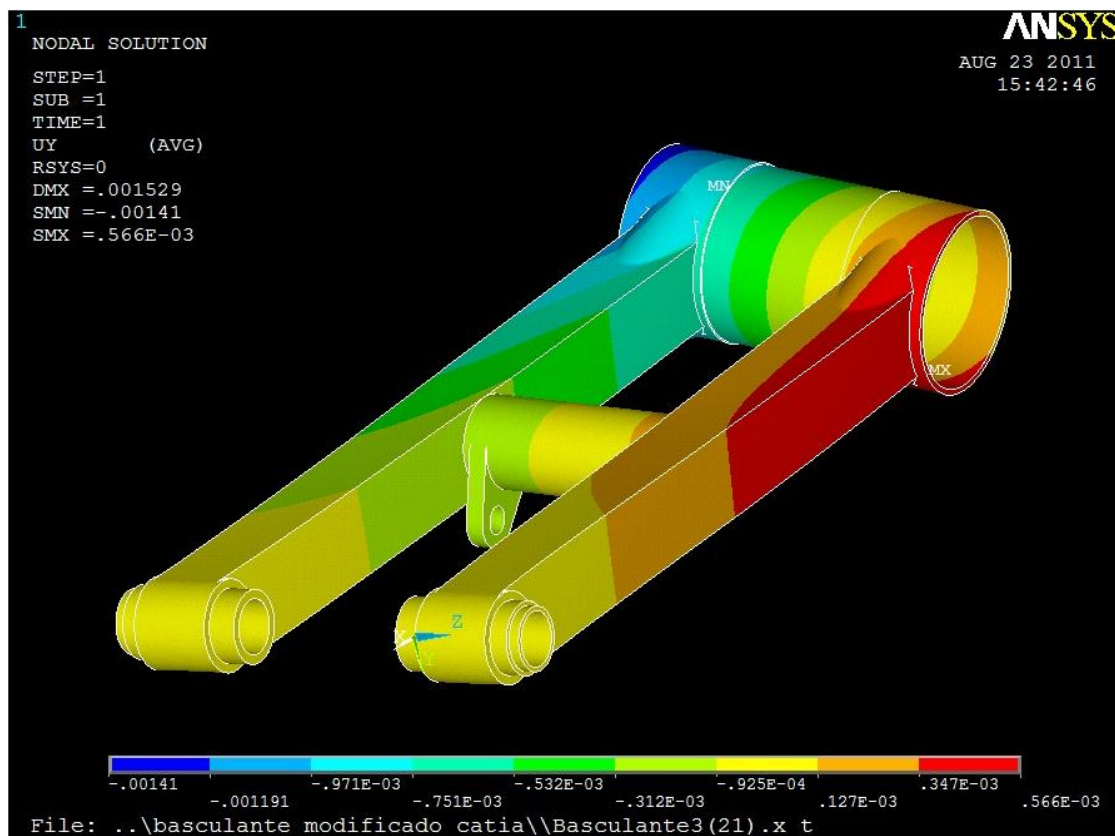


Concentración de tensiones en las ranuras del agarre al buje en el caso de paso por curva. Vista trasera.

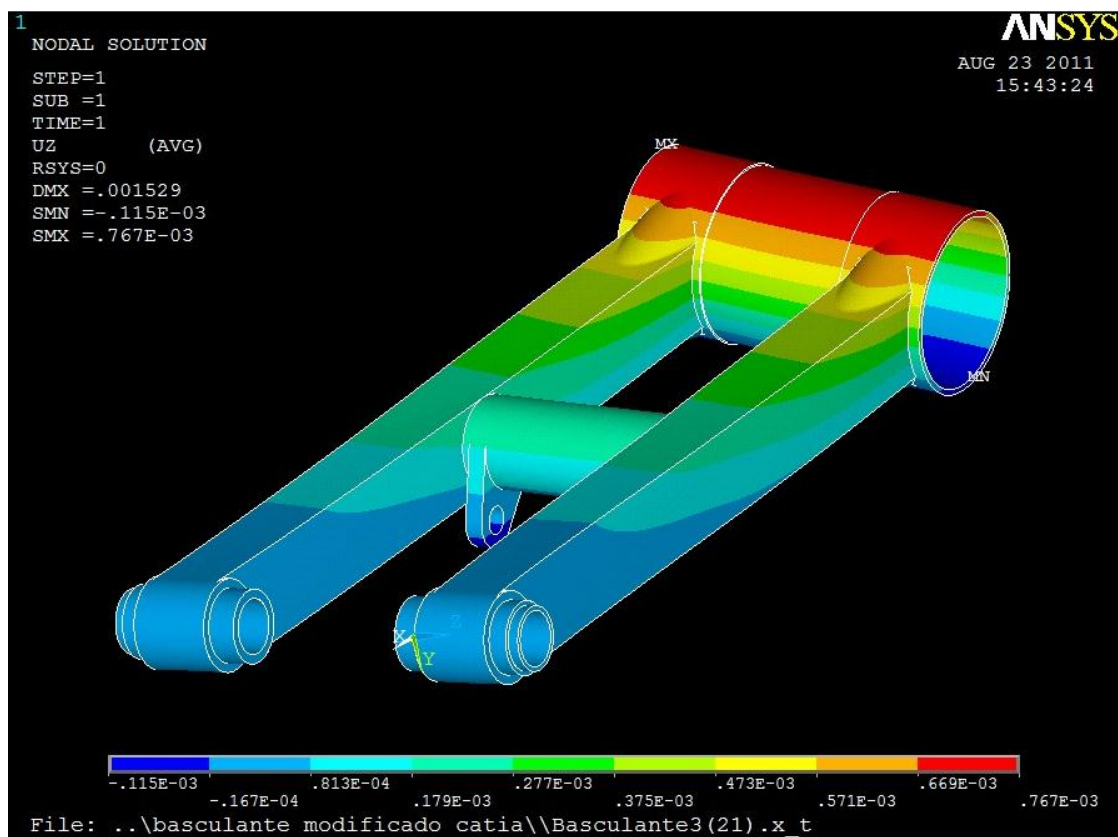
Otro aspecto importante a tener en cuenta son las deformaciones que sufre el basculante. El mayor problema que pueden causar las deformaciones es la salida de la cadena, por lo tanto habrá que comprobar la desviación que sufre el basculante sobre todo hacia los laterales, es decir, en el eje Z de las imágenes en 'Ansys'. Una torsión excesiva del agarre del buje también podría producir el mismo efecto.

Como se puede ver en la imagen, donde se muestran las deformaciones en el eje vertical, el extremo derecho del agarre al buje se eleva 1,41mm, mientras que el derecho baja 0,566mm. Esto supone una desviación de $0,612^\circ$, que trasladado a la parte más alta del plato de arrastre supondría una desviación de 1mm.

Si ahora analizamos las deformaciones laterales, se comprueba que la máxima deformación se da en la parte superior del agarre del buje, que es de 0,767mm. Si a esta deformación le sumamos la anterior obtenemos que la desviación de la cadena no llega a 2mm, algo insignificante. Por lo tanto no habría ningún problema causado por las deformaciones.

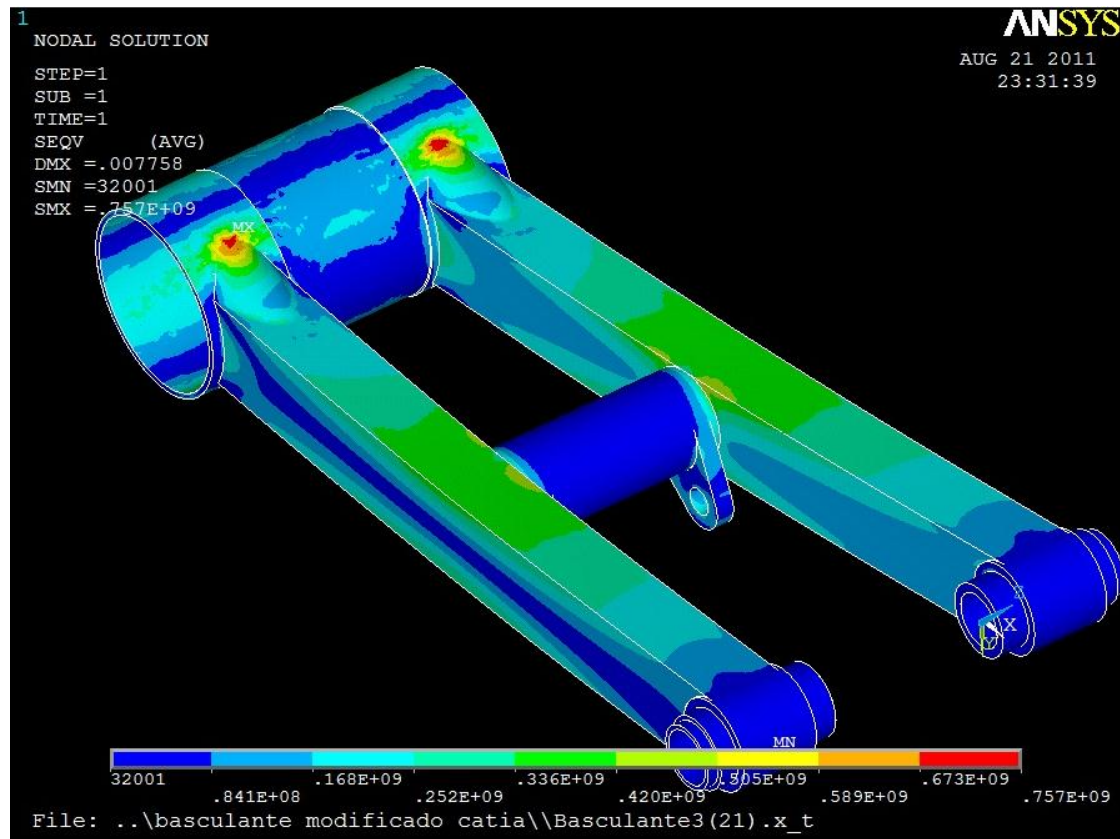


Deformaciones respecto el eje vertical en el caso de paso por curva.



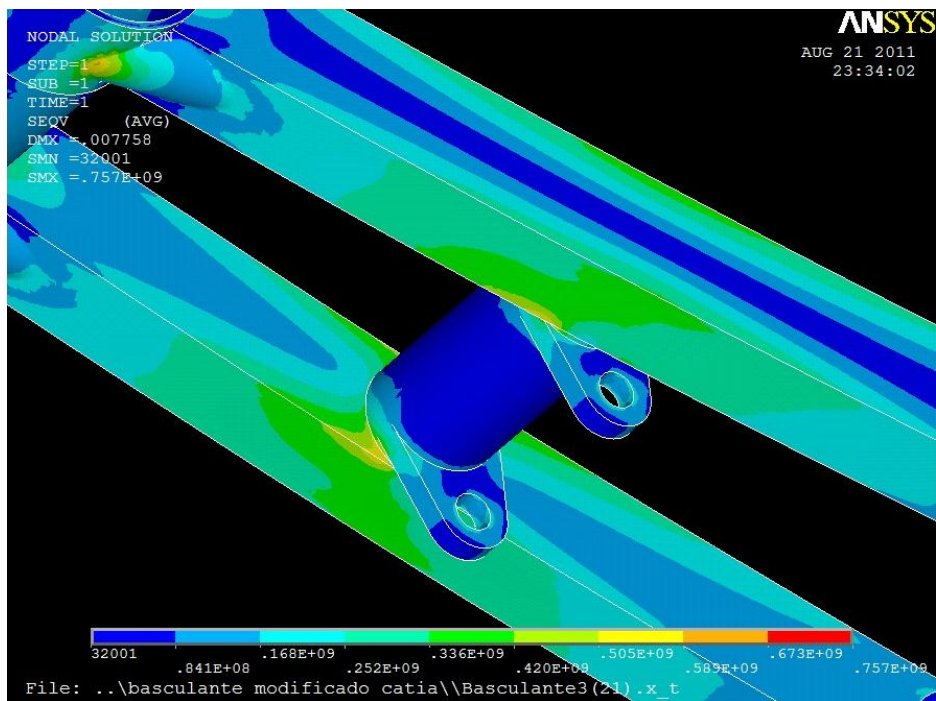
Deformaciones laterales en el caso de paso por curva.

En el caso de salto de 5 metros de altura en este último diseño se obtienen unas tensiones de 757 MPa en los refuerzos entre los brazos y el agarre del buje. Esta tensión se podría ver reducida aumentando el espesor del agarre del buje, pero así aumentaríamos el peso del conjunto, y lo más importante, en el extremo final, que es donde más influye la variación de peso. Así por lo tanto se da por correcto el diseño, pues las tensiones resultantes no alcanzan el valor del límite elástico del acero con el que será fabricado el basculante.



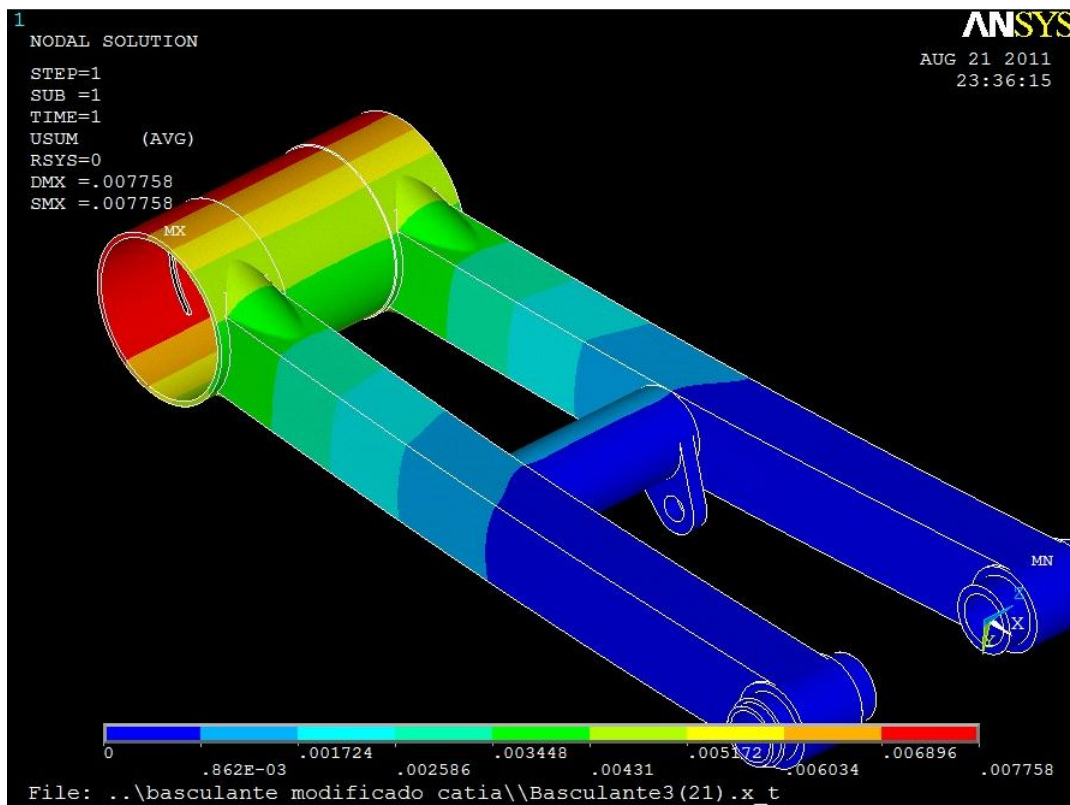
Tensión máxima de 757 MPa en el caso de salto de 5 metros de altura.

Como se puede comprobar, todavía existen tensiones en los brazos longitudinales debidos a la torsión producida en el perfil transversal. Dichas tensiones tienen un valor de entre 505 y 589 MPa, por lo que están lejos de ser perjudiciales. Como se ha dicho anteriormente, estas tensiones se pueden ver reducidas cambiando la posición del agarre de la bieleta, pero se ha decidido mantener esta posición para evitar aumentar el peso.



Tensiones debidas a la torsión producida en el perfil transversal.

En este caso las deformaciones no son tan importantes como en el de paso por curva, ya que ahora las fuerzas son simétricas, y por lo tanto solo tendremos una deformación en el eje vertical. Como se ve en la imagen, la deformación máxima se da en el agarre del buje y es de 7,76mm, un valor que no produciría ningún problema en cualquiera de los casos.

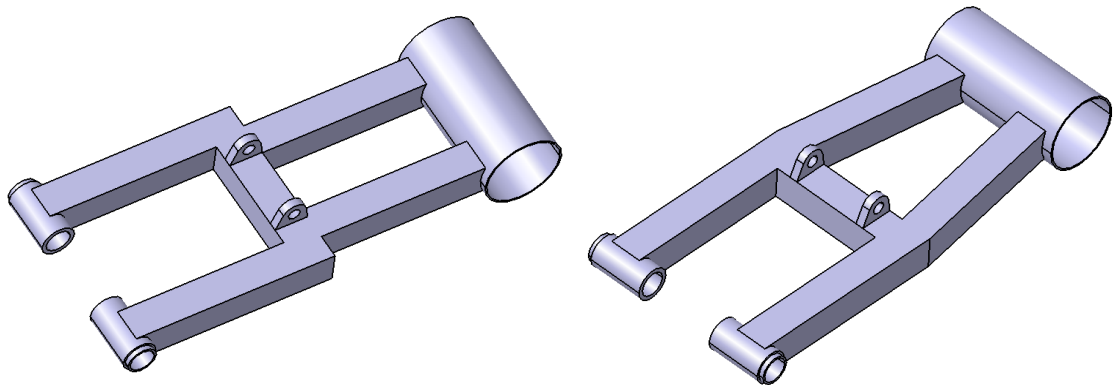


Deformaciones en el caso de salto de 5 metros.

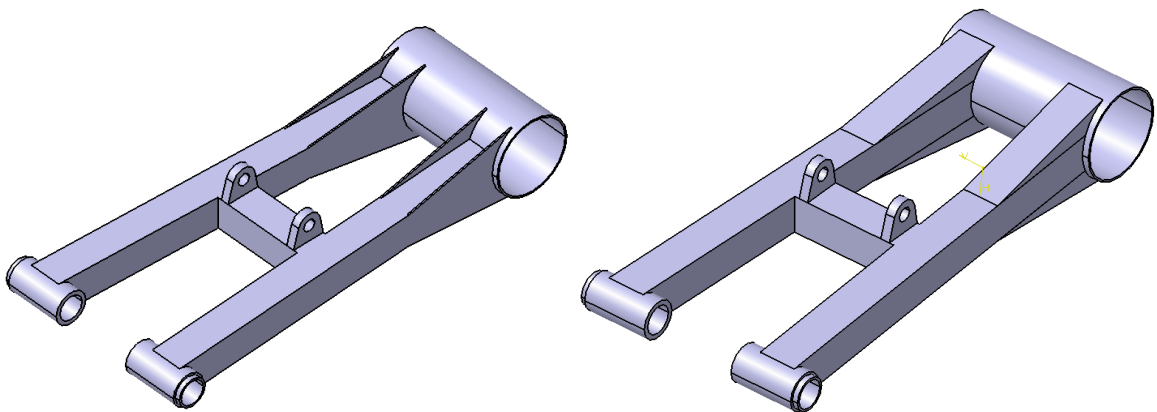
4.3.4. Otros diseños:

Como se ha mencionado anteriormente, hasta llegar al diseño final se han diseñado hasta 20 modelos diferentes, todos cumplían las especificaciones respecto a las medidas, pero por complejidad del diseño o por carencia de resistencia se ha optado por rechazarlos.

La mayoría de estos diseños solo se diferenciaban del basculante final en pequeños detalles y modificaciones, pero otros eran completamente diferentes. Estos son algunos ejemplos de dichos diseños:



Diseños alternativos.



Otros diseños alternativos.

5. Estudio económico:

5.1. Coste de ingeniería:

En los costes de ingeniería se debe mostrar el coste de las horas dedicadas al diseño del basculante por los ingenieros, la amortización de las herramientas informáticas y los materiales empleados.

El tiempo total empleado en la realización del proyecto es de 510 horas, lo que equivale a unos 4 meses dedicando 6 horas diarias sin contar los fines de semana. En este tiempo está incluida la labor de búsqueda de información, el diseño, estudio de la suspensión, cálculo de los modelos y preparación de la documentación.

Las labores de diseño y cálculo se han realizado conjuntamente, pues una depende de los resultados de la otra.

En el siguiente cuadro se muestra las horas empleadas en cada tarea:

Tarea	Horas	Coste unitario (€/h)	Coste (€)
Búsqueda de información	120	40	4800
Estudio de la suspensión	90	40	3600
Diseño del basculante	80	40	3200
Cálculo del diseño	120	40	4800
Preparación documentación	100	40	4000
Total	510		20400

Coste de las herramientas informáticas:

Licencias	Precio anual(€)	% de uso	Coste
Autocad	1240	35	434
Catia	1700	35	595
Msc Adams	1000	35	350
Ansys	1400	35	490
Office	600	35	210
Windows	300	35	105
Total	6240	35	2184

Si a todo esto incluimos la amortización del ordenador empleado en el diseño, el coste de los materiales necesarios para realizar los bocetos y los cálculos, así como la impresión de planos se debería sumar unos 195 €.

El coste total del diseño resulta en 22779 €.

5.2. Costes de producción:

En los costes de producción se ven contemplados los costes del material con el iva incluido y los costes de la mano de obra necesaria para la fabricación de un solo modelo. En el caso de que se decidiera fabricar varios modelos tanto los costes de los materiales como los de mano de obra se verían reducidos, ya que el material se podría aprovechar mejor y el tiempo de preparación de las herramientas se reduciría.

Lista de los costes del acero empleado:

Material	Cantidad	Precio	Precio final (€)
Cilindro 96x3	0,185 m	115 €/m	21,275
Rectángulo 50x40x2	0,9 m	75 €/m	67,50
Cilindro 50x2	0,112 m	85 €/m	9,52
Cilindro 45x2	0,119 m	70 €/m	8,33
Pletina 10mm	0,047 m ²	65 €/0,047m ²	65,00
Metal de aporte	2 m	5,60 €/2m	5,60
Pintura	0,4 l	25 €/l	10
Total			187,225

Tabla con los tiempos de producción y los sueldos de los empleados:

Trabajo	Tiempo (horas)	Operario	Sueldo €/h	Coste (€)
Corte	0,5	Oficial de 1ª	18	9
Mecanizado	0,5	Oficial de 1ª	18	9
Soldadura	1	Oficial de 1ª	18	18
Limpieza y pintado	1	Oficial de 2ª	15	15
Total	3			51

Con estos datos obtenemos que el coste de fabricación de una unidad del basculante diseñado es de 238,23€.

Además se debe tener en cuenta el coste del alquiler del taller y de la maquinaria, que sería de 1300 euros mensuales.

5.3. Rentabilidad:

El coste total del proyecto más la fabricación es de 23017,23 €.

El precio de un basculante de competición para el modelo de quad Suzuki LT-Z400 está entre los 800 y los 1200 euros.

Teniendo en cuenta que el basculante diseñado es considerablemente más ligero que la mayoría de los disponibles en el mercado y presumiblemente igual de resistente, se considera que es de mayor calidad, por lo que el precio de venta se podría situar por encima de los 800 euros, procurando que el precio sea competitivo.

Considerando por lo tanto, un precio de venta de 800 euros sin incluir el iva, que el coste de fabricación es de 238,23 euros por unidad y que el alquiler del taller más la maquinaria supondría un gasto anual de 15600 euros, se deberían vender 28 unidades anuales para amortizar el alquiler, y 41 unidades más para solventar el coste del diseño.

6. Conclusiones:

Tras varios meses trabajando en este proyecto y superando los obstáculos que se oponían a su realización, como todos los problemas informáticos habidos, el reto de tener que aprender a manejar diferentes programas desconocidos hasta la fecha, o el hecho de tener que introducirse en un mundo que hasta entonces solo se había visto desde fuera, que es el mundo de la competición, y conocer todos sus entresijos, se ha aprendido que todo se puede llegar a hacer si uno se lo propone.

Así pues, se han alcanzado los objetivos propuestos, pues se ha llegado a diseñar un basculante apto para la competición cuya fabricación supone unos gastos muy reducidos. Además de estar perfectamente capacitado para su uso en condiciones extremas se ha conseguido mantener un peso muy reducido que lo hace más ligero que cualquiera de los disponibles en el mercado.

También habría sido interesante realizar un análisis de las vibraciones que sufriría el basculante en una carrera, para poder comprobar que no se alcanza la frecuencia de resonancia y dar así por completamente finalizado el estudio, pero la falta de tiempo no ha permitido llevar a cabo este análisis.

Para finalizar, se recomienda la lectura de este trabajo a aquellas personas que vayan a realizar un proyecto donde tengan que emplear programas de diseño CAD y de cálculo por elementos finitos, pues les servirá de ayuda para solventar los problemas que surgen durante su uso.

7. Bibliografía:

- MOTOCICLETAS. M. Arias-Paz. Ed. Dossat 2000
- FUNDAMENTALS OF VEHICLE DINAMICS. Thomas D. Gillespie. Society of Automotive Engineers
- DINÁMICA. William F. Riley, Leroy D. Sturges. Ed Reverté
- CIENCIA DE MATERIALES. José María Lasheras, Javier F. Carrasquilla. Ed Donostiarra
- MOTOCICLETAS: COMPORTAMIENTO DINÁMICO Y DISEÑO DEL CHASIS: EL ARTE Y LA CIENCIA. Tony Foale
- SUZUKI LT Z400 QUAD SPORT WORKSHOP MANUAL SERVICE REPAIR MANUAL
- REGLAMENTO DEPORTIVO Y TÉCNICO. RFME Campeonato de España de quadcross. 2010
- www.suzuki.es
- www.quadreros.com
- www.miratecnologia.com
- www.amortiguadoreselka.com
- www.matbase.com
- www.supermotor.com
- www.donfoster-racing.fr
- www.me.cmu.edu
- www.muchoctia.es
- www.commerce.ciel.com
- www.off-road.com
- www.chillyracing.com
- www.generation-quad.com
- www.znksteel.com
- www.25crmo4.com
- www.hrgsuspensiones.com

- www.ohlins.com
- www.fedemoto.net
- www.imac.unavarra.es

ANEXOS

CÁLCULOS

Primer caso de carga: Reposo

Peso en vacío: 169 kg
Peso piloto: 75 kg
Peso combustible: 7 kg
Peso Total: 251 kg

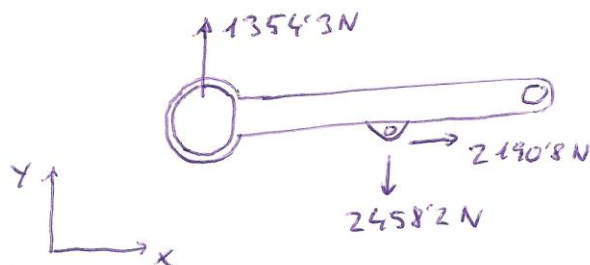
Reparto de pesos: 55% Trasero / 45% Delantero

Fuerza sobre el basculante = $251 \cdot 0.55 \cdot 9.81 = \underline{1354.3 \text{ N}}$

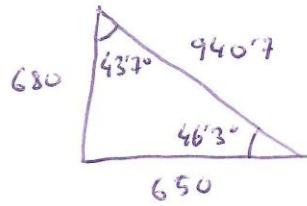
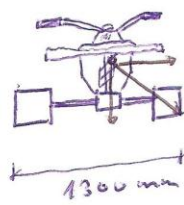
Análisis en ADAMS:

Fuerza del muelle: 3108.7 N

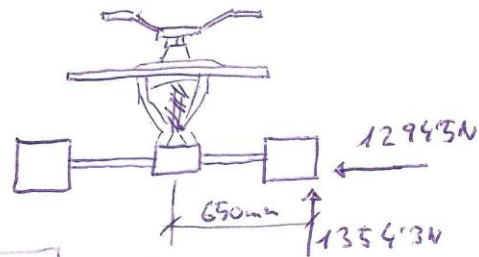
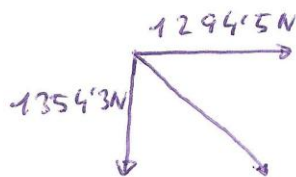
Reacción de la bidelita: eje X = 2190.8 N
eje Y = -2458.2 N



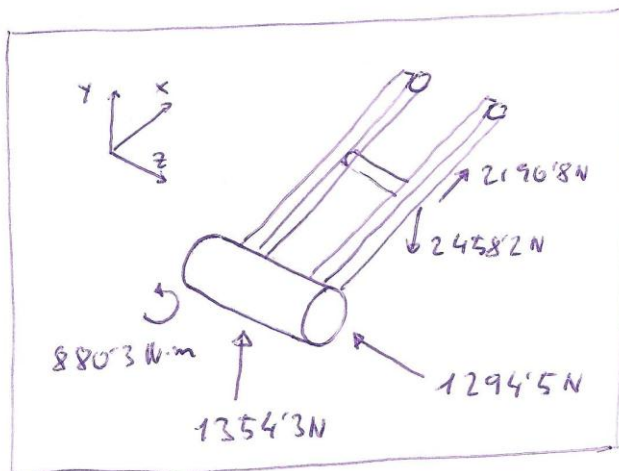
Segundo caso de carga: Paso por curva



Fuerzas en el tren trasero antes de que se produzca el vuelco:



$$M = 1354,3 \cdot 0,65 = 880,3 \text{ N}\cdot\text{m}$$



Velocidad máxima de paso por curva:

Peso Total: 251 kg

$$F = m \cdot a_c \rightarrow a_c = \frac{2353}{251} = 9,375 \text{ m/s}^2$$

Si el radio de la curva es de 20 metros:

$$\omega^2 = \frac{a}{R} \rightarrow \omega = 0,685 \text{ rad/s}$$

$$v = \omega \cdot R = 13,69 \text{ m/s} = 49,3 \text{ km/h}$$

Tercer caso de carga: Salto de 5 metros de altura

$$E = m \cdot g \cdot h = 251 \cdot 9.81 \cdot 5 = 12311.55 \text{ J}$$

$$E = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \rightarrow v = 9.9045 \text{ m/s}$$

$$a = \frac{v - v_0}{t} = \frac{9.9045}{0.045} = 132.06 \text{ m/s}^2 = 13.46 \text{ g}$$

$$F = 1354.3 \cdot 13.46 = 18231.36 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza dinámica} = 18000 - 180000 t$$

Resultados en ADAMS:

$$K = 85 \text{ N/mm} \quad c = 15 \text{ N.s/mm}$$

Tiempo tras el impacto = 0.003s:

Fuerza sobre el basculante = 17500 N

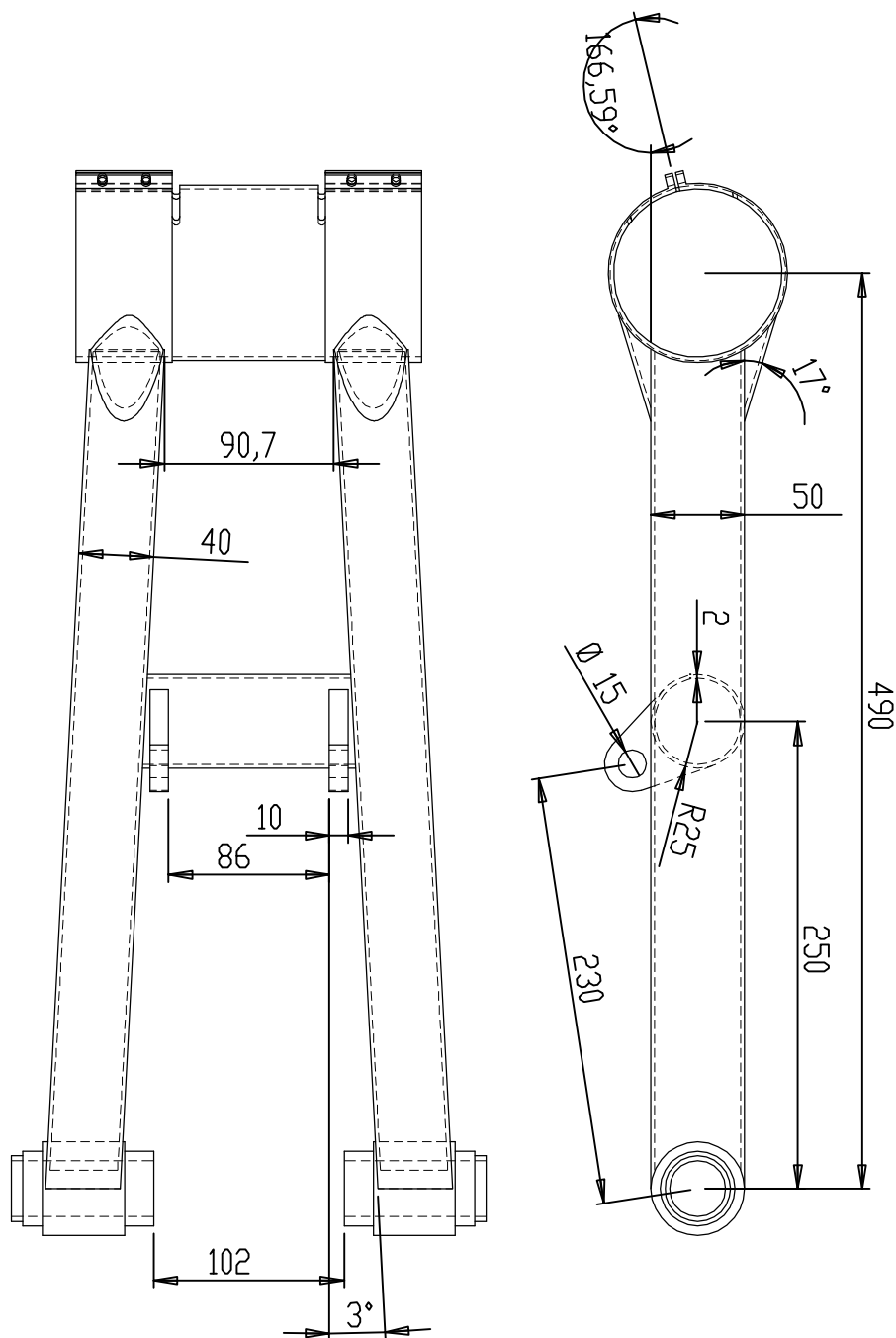
Reacción de la bicicleta: eje Y = 31000 N
eje X = 27500 N


Tiempo tras el impacto = 0.025s:

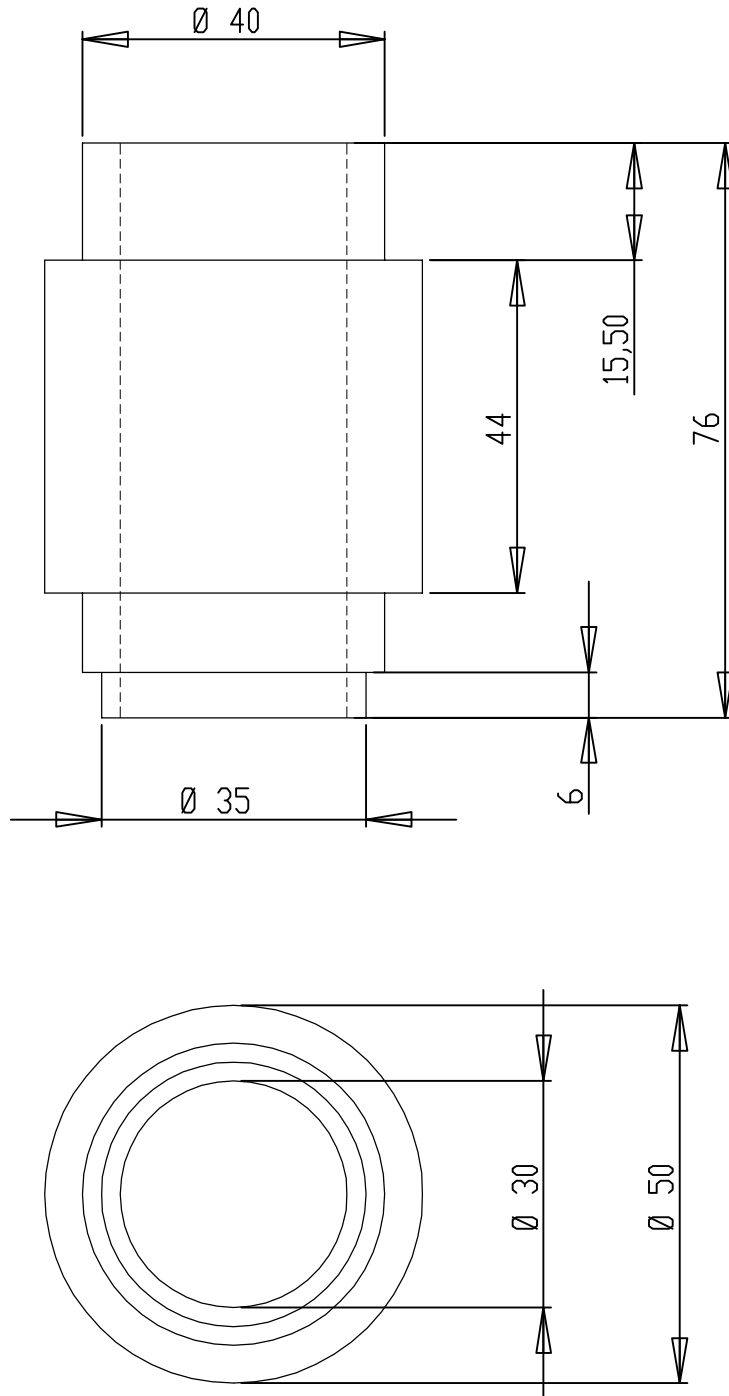
Fuerza sobre el basculante = 13500 N


Reacción de la bicicleta: eje X = 30000 N
eje Y = 25500 N

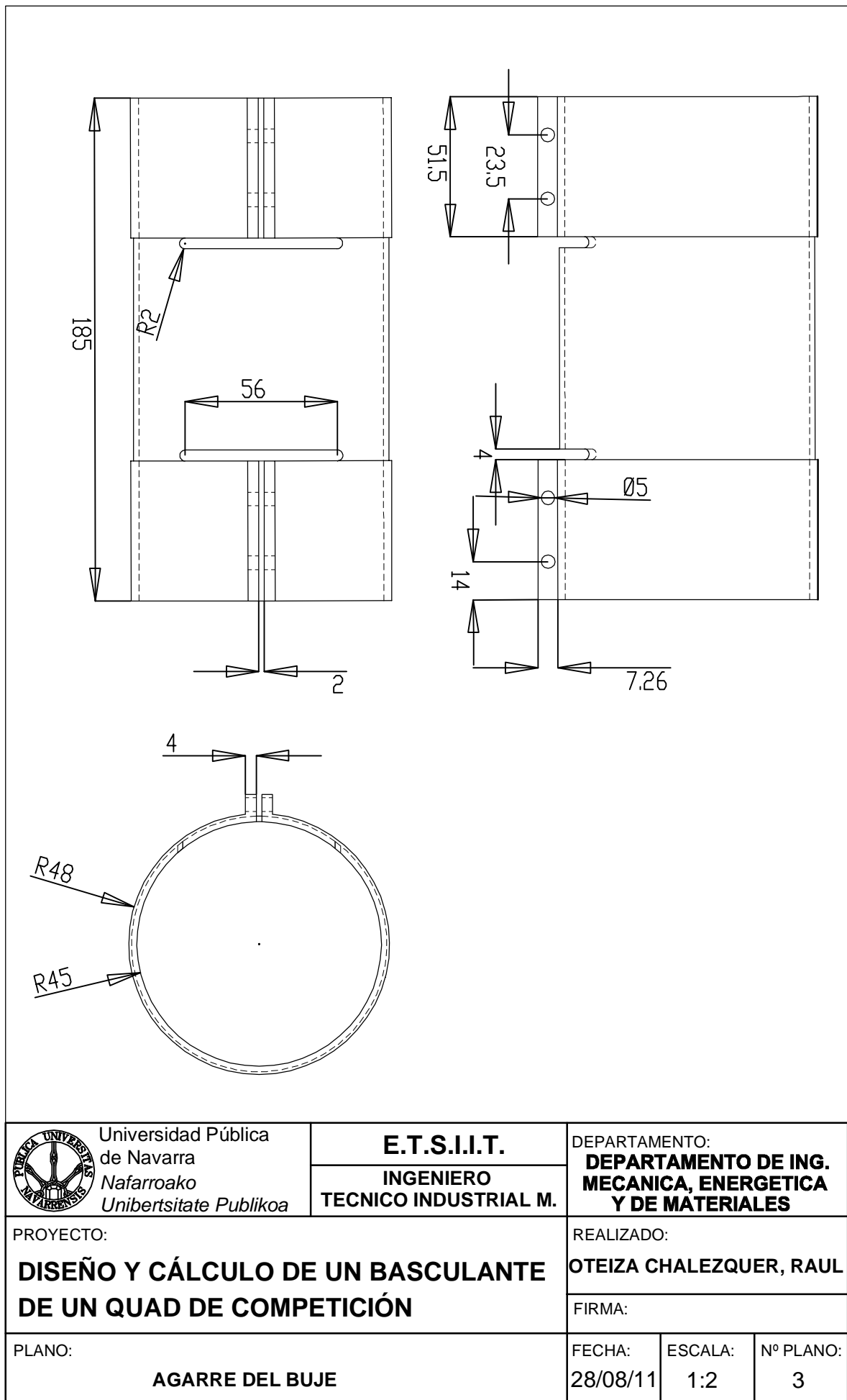
PLANOS

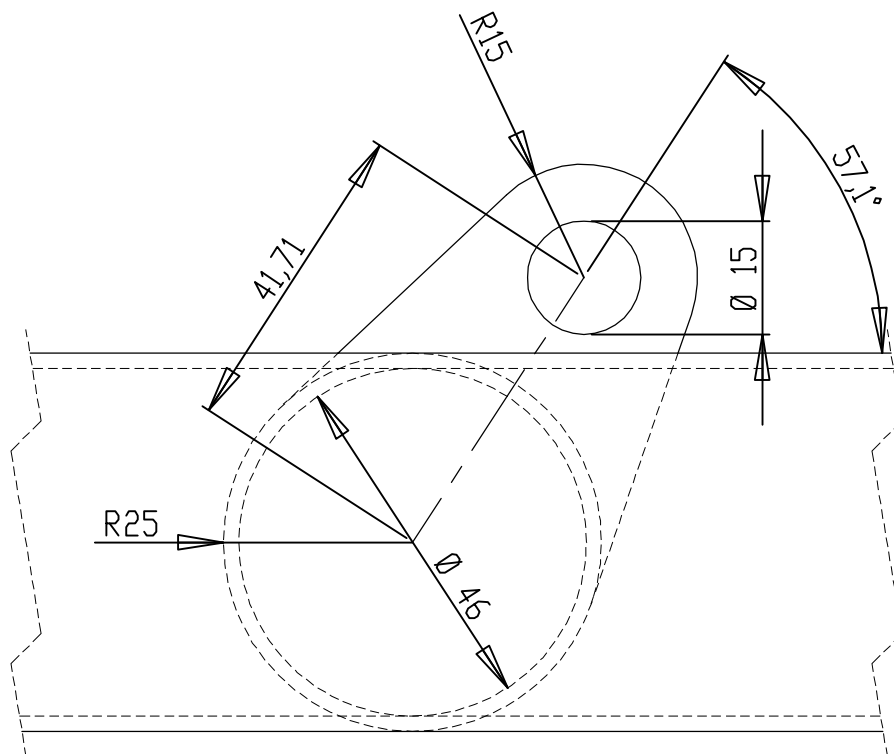


 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UN BASCULANTE DE UN QUAD DE COMPETICIÓN		REALIZADO: OTEIZA CHALEZQUER, RAUL	
PLANO: GENERAL	FIRMA:		FECHA: 28/08/11	
	ESCALA: 1:4		N° PLANO: 1	

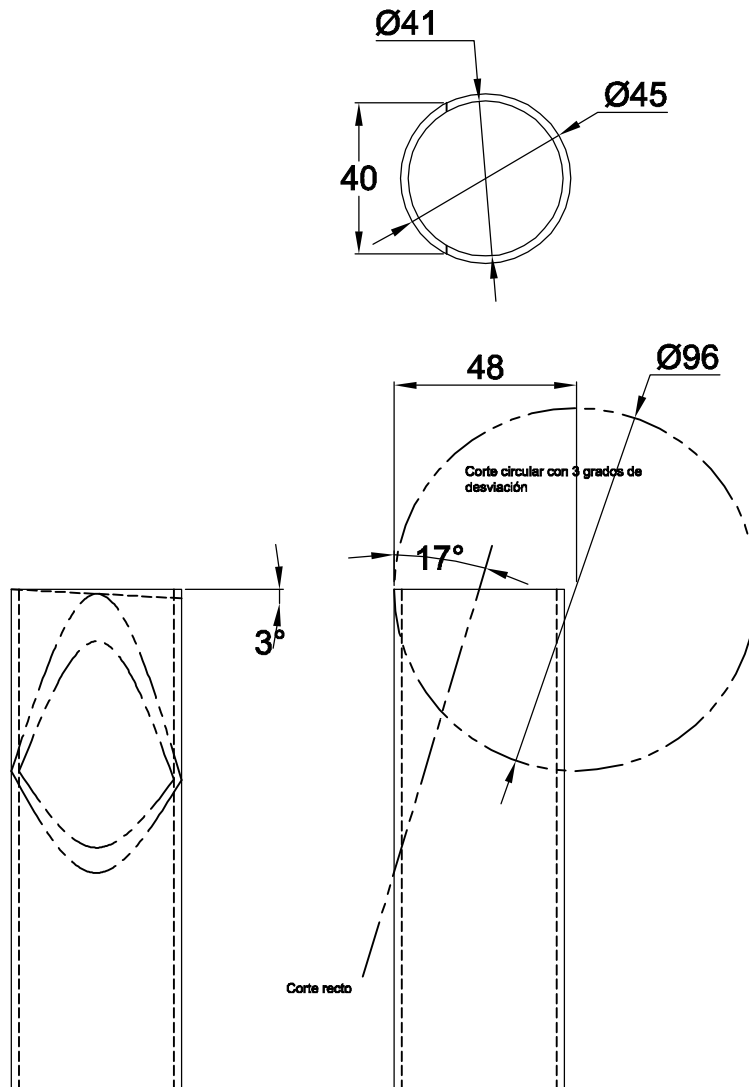


 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	REALIZADO: OTEIZA CHALEZQUER, RAUL			
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UN BASCULANTE DE UN QUAD DE COMPETICIÓN		FIRMA:		
PLANO: AGARRE AL CHASIS		FECHA: 28/08/11	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 2





 <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UN BASCULANTE DE UN QUAD DE COMPETICIÓN		REALIZADO: OTEIZA CHALEZQUER, RAUL		
		FIRMA:		
PLANO: AGARRE DE LA BIELETA		FECHA: 28/08/11	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 4



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UN BASCULANTE DE UN QUAD DE COMPETICIÓN		REALIZADO: OTEIZA CHALEZQUER, RAUL	
PLANO: CORTE DEL REFUERZO	FIRMA:		FECHA: 28/08/11	
	ESCALA: 1:2		N° PLANO: 5	